ENG. MECÂNICA
UFPA

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

CENTRO TECNOLÓGICO

COORDENAÇÃO DO COLEGIADO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Rodrigo José de Andrade Vieira / 9702101001

VEÍCULO PARA O TRANSPORTE DE DEFICIENTES FÍSICOS: ANÁLISE E MELHORAMENTO

2º Semestre / 2001

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

CENTRO TECNOLÓGICO

COORDENAÇÃO DO COLEGIADO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Rodrigo José de Andrade Vieira / 9702101001

VEÍCULO PARA O TRANSPORTE DE DEFICIENTES FÍSICOS: ANÁLISE E MELHORAMENTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Colegiado do Curso de Engenharia Mecânica para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador (a): Prof. Dr. Newton Sure Soeiro

2º Semestre / 2001

Rodrigo José de Andrade Vieira / 9702101001

VEÍCULO PARA O TRANSPORTE DE DEFICIENTES FÍSICOS: ANÁLISE E MELHORAMENTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico pela Universidade Federal do Pará. Submetido à banca examinadora do Colegiado constituída pelos PROFESSORES:

____
Prof. M. Eng. Celso Augusto Coelho (Membro)

____
Prof. Dr. Carlos Alberto Mendes da Mota (Membro)

____
Prof. Dr. Newton Sure Soeiro (Orientador)

Julgado em: ___ / ___ / ___

Conceito: ____________________

Aos meus pais: Benevenuto e Rosester.

Ao meu irmão: Rafael.

Ao meu avô: Jefferson.

Ao meu tio: Roberto.

À minha namorada: Irene.

AGRADECIMENTOS

- À **Deus**, inteligência suprema, causa primária de todas as coisas, que me deu vida e oportunidade de exercitar a razão primeiro para encontrá-lo depois em meu coração.
- Aos meus pais **José Benevenuto** e **Rosester Maria de Andrade Vieira**, que souberam educar-me despertando em mim o gosto pelo estudo acompanhando-me com muita dedicação em todas as etapas de minha vida.
- Ao meu irmão **Rafael** , meu avô **Jefferson** e ao meu tio **Roberto**, por seus carinhos, estímulos e compreensão pelo tempo que “roubei” de nosso convívio.
- À minha namorada **Irene**, que sempre esteve ao meu lado mesmo nas horas mais difíceis e que nunca me deixou parar de seguir o caminho que tracei para alcançar meus objetivos.
- À **Universidade Federal do Pará - UFPA**, que me deu a oportunidade de ter acesso aos estudos de graduação e a pesquisa, possibilitando meu aperfeiçoamento profissional.
- Ao **Prof. Dr. Newton Sure Soeiro**, pela orientação, amizade e confiança em mim depositada, bem como por ter acreditado neste trabalho.
- Ao **Prof. MsC. Celso Augusto Coelho**, que desde o começo de minha graduação sempre me ajudou no desenvolvimento de meus trabalhos científicos e principalmente na minha formação como aluno universitário.
- Ao **Prof. Dr. Antonio Luciano Seabra**, que teve grandiosa importância no meu crescimento profissional e humano, não só como professor do departamento, mas principalmente como tutor do grupo Pet ao qual devo muitas de minhas vitórias.
- Ao **Prof. Dr. Carlos Alberto Mendes da Mota**, que em nenhum momento deixou de oferecer auxílio operacional ao desenvolvimento de todas as etapas do projeto de construção do veículo, foco principal deste trabalho.
- Ao **Técnico Lázaro** e aos demais técnicos do Laboratório de Engenharia Mecânica pelo auxílio e contribuição prestados ao projeto.
- A todos os **Integrantes do GVA** – Grupo de Vibrações e Acústica do Laboratório de Eng. Mecânica da UFPA, em especial aos alunos **Alex Ferraz, Carlos Cordeiro, Jânio Katasho** e **Thiago Pinto**, por não só terem contribuído diretamente, mas por serem elementos fundamentais para a conclusão deste trabalho.

- Ao **Manoel Maciel**, amigo e companheiro que deu início a essa luta a favor do desenvolvimento de veículos para o transporte de deficientes físicos.
- À empresa **Eletronorte S/A**, por ter cedido seus técnicos e seus equipamentos para a realização de ensaios experimentais no veículo analisado.
- À empresa **R. R. Oficina Costa**, por ter cedo duas instalações para pintura do veículo foco deste trabalho.
- À empresa **Aço Belém Ltda**, por ter cedido todo o material referente a estrutura de aço do veículo.
- Ao amigo **José Raimundo**, que nos cedeu sua oficina e seus conhecimentos para a solução de problemas mecânicos do Motor JD 37.
- À todas as pessoas, que infelizmente não escrevi aqui seus nomes , mas que de uma forma ou de outra, contribuíram para o sucesso deste trabalho.
- À todos meu **RECONHECIMENTO** e **PROFUNDA GRATIDÃO** por todos os momentos vividos durante esta jornada.

“Coloquemos os nossos sonhos nas estrelas por mais que fiquemos no meio do caminho.”

Tolstoi.

“Quando me desespero, lembro que ao longo da história o amor e a verdade sempre venceram.”

Mohandas Karanchand Ghandi.

“Qualquer caminho é apenas um caminho e não constitui insulto algum – para si mesmo ou para os outros – abandoná-lo quando assim ordena o coração. (...) Olhe cada caminho com cuidado e atenção. Tente-o tantas vezes quantas julgar necessárias... Então, faça a si mesmo e apenas a si mesmo uma pergunta: possui esse caminho um coração? Em caso afirmativo, o caminho é bom. Caso contrário, esse caminho não possui importância alguma.”

Carlos Castañheda, The Teachings of Don Juan.
(Do livro o Tao da Física – Fritjof Capra)

SUMÁRIO

SIMBOLOGIA

$\overline{L}_p$	Nível de Pressão Sonora Global da Calota
$\overline{L}_w$	Nível de Potência Sonora Global do Veículo
θ	Ângulo de Aclive p/ Testes
μ	Coeficiente de Atrito (Pneu/Pista)
β	Ângulo de Inclinação da Pista em Curva
ρ_{ar}	Massa Específica do Ar
σ_{eqv}	Tensão Equivalente
θ_{max}	Inclinação Máxima
θ_{pos}	Possibilidade de Vencer Aclive
σ_x	Tensão de Deformação
ε_x	Deformação Axial
a	Aceleração do Veículo p/ Testes
A	Área Projetada da Secção Transversal do veículo
a_m	Aceleração Média
a_{max}	Aceleração Máxima
a_{pos}	Possibilidade de Aceleração
A_r	Altura da Rampa
C	Fator de Correção (temperatura e pressão)
Cx	Coeficiente de Resistência Aerodinâmica
D	Distância entre Eixos
da_m	Desaceleração Média
D_d	Distância entre o Centro de Gravidade e o Eixo Traseiro
DR	Distância entre Rodas
D_t	Distância entre o Centro de Gravidade e o Eixo Dianteiro
E	Coeficiente de Escorregamento p/ Solo Rígido
F	Força Total na Direção Vertical (Desb. Reciprocrativo)
f	Coeficiente de Atrito de Rolamento (Asfalto Rugoso)
f_a	Freqüência Natural de Salas Retangulares (Teórica)
Ff_{max}	Força de Frenagem Máxima
F_i	Força Primária

F_{ii}	Força Secundária
Fm	Força Motriz
F_{max}	Força Motriz Máxima
g	Aceleração de Gravidade
i	Relação de Transmissão
J	Inércia de Rotação Equivalente nos Eixos da Transmissão
K	Rigidez
l	Comprimento da Biela
l_c	Distância entre Cones
lf_m	Comprimento Médio de Frenagem
l_p	Comprimento da Pista de Prova
l_r	Comprimento da Rampa
L_x	Dimensão em “x” da Sala
L_y	Dimensão em “y” da Sala
L_z	Dimensão em “z” da Sala
M	Massa do Veículo
m_{alt}	Massa Alternativa
m_b	Massa da Biela
m_{ba}	Massa Alternativa da Biela
m_{eq}	Massa do Motor
m_m	Massa da Manivela
m_p	Massa do “Conjunto Pistão”
m_{rot}	Massa Rotativa
Nm	Rendimento Mecânico
nm	Rotação do Motor p/ Testes
P	Peso Total da Cadeira
P_c	Potência Máxima no Cubo
P_{cons}	Potência Consumida pelo Movimento
Pe	Potência Efetiva do Motor
Per	Perímetro da Curva
P_l	Potência Líquida
P_m	Potência Consumida na Transmissão
P_{pp}	Perdas de Potência entre Pneu/Pista

P_q	Pressão no Pistão
Qa	Resistência AeroDinâmica
Qi	Resistência à Aceleração
Qm	Resistência Mecânica
Q_{max}	Força Máxima Disponível
Qr	Resistência ao Rolamento
Qs	Resistência ao Aclive
r	Raio da Manivela
rc	Raio da Curva p/ Testes
r_c	Raio da Curva
R_d	Reação no Eixo Dianteira
rd	Raio Dinâmico da Roda
RP	Percentagem de Peso sobre o Eixo Traseiro
RPI	Percentagem de Peso sobre o Eixo Traseiro (Plano Inclinado)
R_t	Reação no Eixo traseiro
ta_m	Tempo Médio de Aceleração
tc_{m1}	Tempo Médio de Passagem em Curva para DR = 0,65
tc_{m2}	Tempo Médio de Passagem em Curva para DR = 1,03
t_i	Tempo de Realização das Provas
to_{m1}	Tempo Médio de Passagem entre Obstáculos DR = 0,65
to_{m2}	Tempo Médio de Passagem entre Obstáculos para DR = 1,03
ts_m	Tempo Médio de Subida
tv_m	Tempo Médio para Velocidade Constante
V	Velocidade p/ Testes
V_{esc}	Velocidade de Escorregamento
V_m	Velocidade Média
Vmc_1	Velocidade Média em Curva para DR = 0,65
Vmc_2	Velocidade Média em Curva para DR = 1,03
V_r	Velocidade Real
V_t	Velocidade Teórica
V_{tomb}	Velocidade de Tombamento
W	Rotação da Manivela
X	Distância do Centro de Gravidade a Origem
Y	Altura do Centro de Gravidade ao Solo

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

RESUMO

Como forma de possibilitar maior autonomia para a movimentação dos deficientes físicos, o Grupo de Vibrações e Acústica – GVA, da Universidade Federal do Pará – UFPA, propõe-se a desenvolver um veículo motorizado para o transporte de deficientes físicos. Isso faz parte do projeto intitulado "Desenvolvimento de um Veículo Motorizado para o Uso de Deficientes Físicos". Este projeto está dividido em duas etapas: a primeira visa analisar e propor um veículo melhorado, a partir do estudo e da análise de um modelo já existente no mercado; a segunda visa projetar e desenvolver um novo veículo. O presente Trabalho de Conclusão de Curso tem como objetivo auxiliar no desenvolvimento da primeira etapa desse projeto, a partir da análise numérica, teórica e até algumas vezes experimental de diversos componentes do veículo antigo (motor, silenciador, etc.), além de analisar o comportamento em recintos fechados e as características físicas, técnicas e de mobilidade do mesmo. Para as análises numéricas foi utilizado o SoftWare "ANSYS 6.0" e para as análises teóricas foram desenvolvidas rotinas computacionais no software "MathCad". Foram realizadas análises da estrutura do veículo, do sistema de escapamento e referentes ao comportamento do veículo em recintos fechados, onde se observaram diversos problemas, principalmente referentes ao nível de ruído induzido pelo veículo no ambiente ao seu redor. Em Anexo consta também um Manual de Projeto do Veículo CadMot I (veículo antigo melhorado), com o objetivo de facilitar e normalizar o seu processo construtivo. Concluído este trabalho, pode-se iniciar uma fase de estudos mais detalhados sobre os diversos sub-sistemas do veículo, concluindo-se então a primeira fase do projeto citado.

CAPÍTULO 1
INTRODUÇÃO

1.1 - Introdução

Com muita freqüência, em nossas atividades cotidianas mais simples e mais comuns, precisamos nos deslocar. O percurso pode ser longo ou não, mas é certo que a movimentação é de fundamental importância na vida do ser humano. Dessa forma, portadores de deficiência física, impossibilitados de se deslocar, sem auxílio de uma cadeira de rodas, se deparam com situações que para nós são triviais, mas que para eles são barreiras muitas vezes difíceis de se vencer. Essas barreiras podem ser físicas e concretas, como desníveis sem rampas, piso irregular e passagens estreitas, mas muitas vezes estas barreiras são invisíveis e abstratas, porém não menos difíceis e até mais dolorosas, é o caso do preconceito, do constrangimento e da dependência. No sentido holístico, deficiência física abrange todas as pessoas com restrições físicas por seqüelas organo-funcionais como os cardíacos, diabéticos, paraplégicos, cegos, etc. De acordo com uma estimativa da APPD (Associação Paraense dos Portadores de Deficiência), no estado do Pará existem hoje aproximadamente 700 mil deficientes físicos, muitos dos quais necessitam utilizar cadeira de rodas.

Como forma de possibilitar maior autonomia e independência a essas pessoas, o Grupo de Vibrações e Acústica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará propõe-se a desenvolver um veículo motorizado para o uso de deficientes físicos, que permita adaptação de acessórios opcionais de acordo com as limitações de seu usuário, que possa ser utilizado como meio de transporte seguro e confortável, em diversas condições de terreno, e que seja equipado com assento articulado, permitindo que o usuário se coloque em postura ortostática (em pé) e seja capaz de alcançar objetos em alturas elevadas, além de evitar diversos problemas de saúde.

Isso faz parte de um projeto desenvolvido no Departamento de Engenharia Mecânica intitulado “Desenvolvimento de um Veículo Motorizado para o Uso de Deficientes Físicos”, que está dividido em 2 (duas) etapas. A primeira etapa preocupa-se em estudar um veículo motorizado já utilizado por alguns deficientes físicos (Figura 1.1), e que apresenta inúmeros problemas, tanto no que diz respeito à utilização quanto à característica técnicas, sendo este Trabalho de Conclusão de Curso, parte dessa etapa. A segunda etapa tem como

objetivo desenvolver um novo veículo para ser utilizado pelos deficientes, de acordo com as técnicas de desenvolvimento de produtos e de elaboração de projetos.

Figura 1.1 - Foto da Cadeira Antiga.

O projeto tem também como objetivo, desenvolver e fabricar protótipos destes veículos nas dependências do Laboratório de Engenharia Mecânica da UFPA, utilizando principalmente peças e componentes já existentes no mercado ou provenientes de sucata, como forma de reduzir os custos de fabricação e, posteriormente, repassar esta tecnologia para empresas do estado, vinculando a obrigatoriedade de doação de um certo número de veículos para o atendimento de deficientes físicos sem recursos para aquisição do mesmo.

É bom lembrar que um dos papeis da UFPA, enquanto instituição de ensino, de pesquisa e de extensão, é o de formar profissionais de alta qualidade para permitir o desenvolvimento regional e, em conseqüência, a melhoria da qualidade de vida da população, que de forma indireta custeia a formação destes profissionais. Assim, o desenvolvimento e/ou a sistematização do conhecimento, objeto deste projeto de pesquisa, além de contribuir para a execução desse papel, irá facilitar a completa integração dos deficientes físicos à vida social, permitindo sua participação nos estudos e no mercado de trabalho.

1.2 - Motivação e Objetivos do Trabalho

Este estudo tem como foco principal analisar um veículo motorizado para o transporte de deficientes físicos com o intuito de resolver um direito constitucional de todo o cidadão de ir e vir, tendo em vista às dificuldades encontradas pelos portadores de deficiências de terem acesso ou locomoção na maioria das edificações, assim como circulação nos logradouros ou transportes coletivos.

Atendendo o acima referido, este trabalho tem como objetivos específicos os seguintes itens:

- Coleta de dados e informações de campo junto a usuários e fabricantes de cadeiras de rodas, bem como fabricantes e revendedores de componentes relacionados com o veículo em questão.
- Levantamento dos veículos já existentes na região para uso de deficientes, identificando vantagens e desvantagens no que diz respeito a aspectos técnicos, econômicos, funcionais, sociais e outros.
- Dimensionamento e construção de uma unidade modelo do veículo, a fim de submetê-la a testes que "quantifiquem" sua performance.
- Padronização e normalização dos processos de fabricação e montagem do veículo tendo como matéria-prima fundamental sucata, assim como elaboração de manuais de operação e manutenção do mesmo.
- Análise da Fonte de ruído e vibrações (motor) para melhor entender suas característica técnicas, físicas e funcionais.
- Fornecer uma visão global sobre os diversos aspectos que estão relacionados ao projeto de um veículo automotor (Determinação do Centro de Gravidade, Análise de Mobilidade, etc.) e execução de testes experimentais de dirigibilidade no veículo CadMot I.
- Análise Estática e Dinâmica do Veículo CadMot I, através do SoftWare "ANSYS 6.0".
- Análise do Sistema de Escapamento e do Comportamento do Veículo em Recintos Fechados.
- Proposta melhorada do veículo CadMot I, fundamentada no Trabalho de Conclusão de Curso em questão.

1.3 - Sistemas de Locomoção Utilizados por Deficientes Físicos

Atualmente, existem no mercado de cadeira de rodas diversos modelos para todos os gostos, com diversos sistemas de propulsão e acessórios. Porém em sua grande maioria o valor de venda dessas cadeiras (cerca de R$ 3.000,00 para as motorizadas), torna impossível que um deficiente de classe média baixa venha a obtê-la. As que têm um maior grau de desenvolvimento tecnológico são importadas e estão disponíveis para os brasileiros a preços maiores que o já mencionado.

Abaixo existem alguns exemplos de cadeiras comercializadas, que foram divididas em cinco grupos de acordo com as suas peculiaridades:

Tabela 1.1 – Sistemas de Locomoção Existentes.

Foto	Nome	Sistema de Propulsão	Dimensões (cm)	Peso (Kg)	Característica Particular	Preço (R$)
	Freedom Life	Manual	53 x 99 x 99	13,4	Regulagem de centro de gravidade	596,00
	Freedom Reclin	Manual	55 x 99 x 89	15,8	Encosto reclinável (90°)	1.188,00
	Triciclo BIZ (Série IV)	Motor: 1 cilindro, 4t, 100 cc	96 x 156 x 98	120	Preparada para trafegar em rodovias.	4.100,00
	Freedom Millennium	Dois motores elétricos de 24V CC 300W	64 x 105 x 88	59,8	-	4.483,00
	Freedom 'Stand-Up'	Dois motores elétricos de 24V CC 400W	64 x 108 x 95	75	Função “Stand-Up”	6.890,00

A partir do levantamento mostrado, percebe-se que existe uma grande variedade de modelos, porém todos têm alto custo de aquisição, sem contar que os veículos são fabricados em sua grande maioria na região sul e sudeste do país o que torna mais difícil sua

manutenção, além do fato de que o fator transporte tornará maior o custo de aquisição do veículo.

1.4 - Estrutura do Trabalho

A descrição das etapas do trabalho, seu desenvolvimento teórico e experimental, conclusões e recomendações são organizadas e apresentadas num total de sete capítulos.

No Capítulo 2 são apresentadas as características gerais do veículo motorizado para deficientes e as etapas do processo de produção do mesmo. A construção deste veículo modelo foi, em grande parte, baseada no veículo já existente, o qual alguns deficientes possuem. Com o objetivo de melhor interpretar as verdadeiras necessidades dos usuários dessas cadeiras, foi elaborado um questionário com base em uma lista de atributos gerais do produto, a qual possibilitou a concepção de um novo veículo, que tem basicamente a estrutura do veículo antigo, porém, com modificações que visam diminuir os problemas apresentados. Realizou-se também um levantamento de diversas leis relacionadas ao assunto, cujo objetivo era a elaboração de um resumo contendo as principais informações no que se refere a circulação do veículo.

No Capítulo 3, o motor do veículo CadMot I é analisado com o objetivo de melhor entender o funcionamento do mesmo e sua influência junto a cadeira, principalmente, no que se refere à capacidade de propulsão, às vibrações geradas para a estrutura do veículo, ao ruído provocado e ao aquecimento excessivo.

O Capítulo 4 tem como objetivo fornecer uma visão global sobre os diversos aspectos que estão relacionados ao projeto de um veículo automotor. O enfoque não chega a detalhes que permitam realizar o dimensionamento dos diversos componentes mecânicos do veículo, porém, fornecem os quesitos básicos para o desenvolvimento de um veículo com as características do CadMot I.

No Capítulo 5 tem-se como objetivo analisar através do método de elementos finitos, o comportamento da estrutura do veículo CadMot I tanto no que se refere ao comportamento estático, quanto ao comportamento modal, objetivando identificar as principais freqüências naturais e as principais formas deformadas na faixa de freqüência de interesse. Depois será realizada uma análise forçada, identificando e caracterizando o comportamento da estrutura quando submetida às excitações harmônicas. Para a execução de todas estas análises através do método de elementos finitos, foram utilizadas rotinas numéricas contidas na plataforma “ANSYS 6.0”.

No Capítulo 6 os principais objetivos são a análise numérica do silenciador (determinação da redução de ruído) e análise da influência no comportamento acústico de recintos fechados devido ao funcionamento do veículo em seu interior. Em seguida é realizado um ensaio para determinação da potência sonora do veículo CadMot I, através da metodologia retirada de [11].

As conclusões e sugestões para continuação deste primeiro trabalho de pesquisa deste projeto, no que diz respeito ao desenvolvimento de um novo veículo para transporte de deficientes, são apresentadas no Capítulo 7.

Finalmente, no item de referências bibliográficas são listadas as obras consultadas que deram sustentação ao desenvolvimento deste trabalho.

CAPÍTULO 2

O VEÍCULO: ASPECTOS TÉCNICOS E LEGAIS

2.1 - Introdução

Neste capítulo se tem como objetivo mostrar as características gerais do veículo motorizado para deficientes e apresentar as etapas do processo de produção do mesmo.

A construção deste veículo modelo foi, em grande parte, baseada no veículo já existente, o qual alguns deficientes possuem. Este veículo, comercializado antigamente, era construído pela fábrica da MicroMachine e era composto de um chassis de aço e outros materiais (componentes e acessórios) da Patinete Motorizada fabricada pela MicroMachine, e apresenta também diversos problemas referentes a peso, instabilidade durante o movimento, acessibilidade, ruído, vibrações, etc.

Figura 2.1 - Fotos do Veículo Antigo.

Com o objetivo de melhor interpretar as verdadeiras necessidades dos usuários dessas cadeiras, foi elaborado um questionário com base em uma lista de atributos gerais do produto, a qual possibilitou a concepção de um novo veículo, que tem basicamente a estrutura do veículo antigo, porém, com modificações que visam diminuir os problemas apresentados. Sendo assim, as pessoas que já possuem este veículo podem fazer as alterações propostas sem maiores problemas, visto que esta foi uma das preocupações no desenvolvimento desse modelo melhorado.

2.2 - Questionário

O trabalho de captação das necessidades é um trabalho de grande importância para o melhor sucesso do projeto e dependendo dos recursos humanos e financeiros que sejam

utilizados na captação das necessidades, assim será o efeito na qualidade da informação que se obtenha nesta fase inicial. Nesta etapa foi utilizada a metodologia proposta em [5].

O questionário foi elaborado a partir da lista de atributos do produto com a intenção de auxiliar no projeto do novo veículo motorizado e na criação de um manual de construção e utilização do mesmo. Ainda não é objetivo desse questionário obter todas as informações inerentes a todas as etapas do ciclo de vida do veículo, pois um dos objetivos deste projeto é construir uma cadeira a partir das sucatas da Patinete Motorizada, fabricada pela MicroMachine. Foram escolhidas 10 pessoas (usuários diretos) as quais foram direcionados os questionários, priorizando os aspectos de uso e funcionais do veículo que constituíram a guia principal das informações de projeto. No Anexo 1 encontra-se o questionário.

Do questionário é obtida uma lista de necessidades brutas, a qual será transformada pela equipe de projeto em uma lista de requisitos do usuário (necessidades traduzidas para uma forma padronizada). Porém os questionários ainda não foram respondidos, sendo então adotado pela equipe de projeto um segundo método de definição dos requisitos do usuário. Este método basicamente resume-se à discussão sobre o projeto, em que a equipe tenta se colocar e passar por diversas fases do ciclo de vida do produto. Assim, foram obtidos os seguintes resultados:

- Ter baixo nível de ruído;
- Ter baixo nível de vibrações;
- Ter sistema de escapamento eficiente;
- Ser mais leve;
- Ter mais potência;
- Ter menor custo de manutenção;
- Ser facilmente fabricado;
- Ser mais estável durante a movimentação;
- Ter melhor acesso à poltrona do condutor;
- Ter maior espaço para apoiar os pés;
- Ter sistema de iluminação para tráfego noturno e sinalização;
- Ter cinto de segurança.

A partir dessa análise foi possível detectar claramente que o veículo fabricado anteriormente e utilizado pelos deficientes físicos apresenta diversos problemas. Problemas estes que prejudicam a saúde do condutor e colocam em risco a vida do mesmo e das pessoas que estão ao redor do veículo aumentando também possibilidade de ocorrerem acidentes no transito. Baseado nisso esta equipe de projeto se propõe a construir um veículo que atenda ao máximo a todas estas necessidades expostas, que tenha um baixo custo de fabricação, que seja produzido por mão de obra local facilmente encontrada e que utilize como principais componentes partes da Patinete Motorizada (encontradas em sucatas) diminuindo mais ainda os custos de produção.

2.3 - Projeto do Veículo "CadMot I"

Como citado, um dos principais objetivos desse capítulo, é apresentar para os deficientes um manual (cartilha) de construção e utilização do veículo motorizado, desenvolvido na Universidade Federal do Pará, e denominado de "CadMot I". Tal manual foi desenvolvido, de modo a disponibilizar todas as informações para a construção/fabricação, utilização, manutenção do veículo, dentre outras características, como dimensões gerais, peso, sistema de propulsão utilizado, velocidade média, autonomia, conforme consta do Anexo 2.

De modo geral, podemos dizer que o CadMot I tem como finalidade principal transportar deficientes físicos em vias e locais abertos, pois está equipado com um motor monocilindro de combustão interna, 2T, com 1 hp de potência e, por isso, emite uma quantidade de gases tóxicos que o impossibilita de trafegar em ambientes fechados. Sua estrutura principal (chassis) é constituída de barras de metalon e tubos de aço, sendo que, devido à espessura do metalon (2mm) e a existência de outras partes de aço de espessuras consideravelmente maiores, foi necessário à utilização do processo de soldagem MAG, com duas configurações e nas soldas mais simples foi utilizado soldagem por eletrodo revestido, como mostrado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1. – Parâmetros de Soldagem Utilizados.

Processo	Vazão de CO_2 (l/h)	Velocidade de Alimentação (m/min)	Corrente (A)	Tensão (V)	Consumível
MAG	15	2,5	40	19	Ø = 1.2 mm
MAG	22.5	5	100	24	Ø = 1.2 mm
ER	-	-	-	90	E6013 Ø = 2.5 mm

Antes do processo de soldagem, para garantir a qualidade das uniões, foi executado um processo de qualificação dos soldadores envolvidos com o projeto, objetivando a simulação de situações reais como forma de se determinar os parâmetros de soldagem. Estes testes foram executados em amostras dos materiais que iriam ser unidos no veículo, garantindo melhor qualidade e segurança para as uniões.

Figura 2.2 – Qualificação dos Soldadores.

Todas as etapas do processo de construção estão descritas no manual, com exceção da etapa de instalação do Sistema Elétrico Auxiliar e do Cinto de Segurança que podem ser implantados, mas ainda não foram devido à falta de recursos financeiros do projeto, porém os mesmos são de suma importância, principalmente se o CadMot I for utilizado no período da noite.

Quanto aos materiais normalmente utilizados em cadeiras de rodas, torna-se importante destacar algumas características relacionadas com o uso e o conforto dos deficientes:

- Aço: O aço pode ser parafusado, perfurado, soldado, colado, estampado, forjado, moldado, torneado, fresado, etc. Tem solidez e resistência mecânica excelentes, adaptáveis às necessidades. Contudo o aço é um material pesado, “fadigável”, frio ao contato, sonoro e ofensivo para as roupas;
- Madeira: A madeira é um material leve, pouco sonoro e cujo contato com a pele é suave e quente. Permite até certo ponto, a respiração da pele e a drenagem do suor. No entanto apresenta dificuldades de manipulação e os retoques são muito difíceis;
- Couro: O couro é permeável aos gases e até certo ponto, ao suor. Com o seu contato não há, portanto irritação da pele. Não é frio e seu contato é agradável

à pele. Pode ser mais ou menos elástico ou rígido. Seu manuseio é fácil e com instrumentos simples, o couro pode ser moldado, cosido, colado e revirado sem dificuldade. Entretanto, em contato com certos suores, torna-se rígido e quebradiço, podendo ferir com facilidade, além de ranger com facilidade com os movimentos;

- Alumínio: O alumínio é de excelente manipulação e de utilização diversa, porém o contato também é frio e desagradável;
- Fibra: A fibra tende a desaparecer diante do surgimento dos plásticos e das dificuldades de sua utilização, que exige mão de obra rara;
- Substâncias Plásticas: Estas são modeladas com precisão e manipuladas facilmente. Seu material é leve, pouco sonoro, mau condutor de calor (não frio ao contato) e em geral de preço pouco elevado. Possuem transparência aos Raios-X e capacidade de serem obtidas com todos os graus de dureza, consistências e todas as formas desejáveis. São impermeáveis ao ar e ao suor, o que ao contato com a pele é certamente, uma fonte de desconforto. São normalmente não alergizantes, mas dependendo das outras substâncias contidas na liga (corantes, substâncias para melhorar a aparência e os revestimentos, etc) podem provocar alergias.

2.4 - Legislação e Regulamentação Cabíveis ao Veículo CadMot I

Fazem-se necessárias mudanças de perspectiva e de atitudes da sociedade, inclusive também das pessoas portadoras de deficiência, isto é, uma mudança cultural, que é difícil de acontecer, mas é possível porque o processo já está iniciado. Hoje, temos diversas ONGS que lutam pelo acesso do portador de deficiência física à conquista da cidadania, com a remoção das diversas barreiras existentes que são: arquitetônicas ou físicas; nas vias, prédios e meios de transportes; sociais ou culturais; nas regras de acesso aos serviços sociais; à educação; ao trabalho; e nas atitudes para com elas.

Para regulamentar a Lei Nº 7.853/89, foi editado o decreto Federal Nº 914, de 06 de setembro de 1993, que "Institui a Política Nacional para a Integração da Pessoa Portadora de Deficiência...", expondo o seguinte conceito em seu "Artigo 3º - Considera-se pessoa portadora de deficiência aquela que apresenta, em caráter permanente, perdas ou anormalidades de sua estrutura ou função psicológica, fisiológica ou anatômica, que gerem incapacidade para o desenvolvimento de atividade, dentro do padrão considerado normal para

o ser humano". Tal conceito torna-se assim, referência para o conjunto dos futuros institutos legais produzidos em todo o pais, do nível federal ao nível local.

O ano de 1981 foi identificado como o ano da pessoa portadora de deficiência. A integração e a inclusão do portador de deficiência à sociedade foram discutidas com ressalte para o paternalismo das instituições filantrópicas e ações governamentais que viam o portador de deficiência como um "coitadinho" que deveria ser ajudado e não como uma pessoa que pode conquistar seus espaços. Para isso, só basta a sociedade tratá-lo com respeito, considerando-o como cidadão.

Em 1987, foi criado o CORDE (Coordenadoria Nacional de Deficiência) e garantido em lei a partir de 1989. Em 1988, a Constituição Federal, mesmo com muitas limitações consolidou a garantia do direito de muitas pessoas portadoras de deficiência que foi uma conquista dos movimentos sociais organizados através desta luta.

Mais recentemente, tem-se a LEI Nº 10.098, DE 19 DE DEZEMBRO DE 2000 Diário Oficial da União, 20 de dezembro de 2000 que estabelece normas gerais e critérios básicos para a promoção da acessibilidade das pessoas portadoras de deficiência ou com mobilidade reduzida, e dá outras providências.

Quanto às questões de normalização em relação à circulação e acessibilidade de pessoas portadoras de deficiência física em edifícios, equipamentos urbanos, dentre outros, deve-se consultar a norma ABNT / NBR 9050 / 1994 [2].

Pelo fato do CadMot I ser um veículo motorizado e construído para circulação em vias de tráfego, torna-se indispensável citarmos a LEI Nº 9.503, DE 23 DE SETEMBRO DE 1997, que institui o Código de Trânsito Brasileiro.

Deste código conclui-se que o veículo construído deve atender dentre outros, aos seguintes requisitos básicos, para poder trafegar livremente e com segurança no transito urbano:

- Permitir que o condutor tenha domínio completo sobre o veículo;
- Ter freios tanto de redução de marcha quanto de parada;
- Ter equipamentos de segurança;
- O condutor deve ter a possibilidade de passar a maior parte do tempo com as duas mãos no volante, durante a movimentação do veículo;
- Deverá ter uma velocidade compatível com a velocidade das vias nas quais irá trafegar, visto que a velocidade mínima não poderá ser inferior à metade da

velocidade máxima estabelecida, respeitadas as condições operacionais de trânsito e das vias;

- Deve conter dispositivo destinado ao controle de emissão de gases poluentes e de ruído, segundo normas estabelecidas pelo CONTRAN;
- Deve conter a campainha, sinalização noturna dianteira, traseira e lateral, e espelho retrovisor do lado esquerdo.

CAPÍTULO 3

ANÁLISE DA FONTE DE RUÍDO E VIBRAÇÕES (MOTOR)

3.1 - Introdução

Neste capítulo o motor do veículo CadMot I é analisado com o objetivo de melhor entender o funcionamento do mesmo e sua influência junto a cadeira, principalmente, no que se refere à capacidade de propulsão, às vibrações geradas para a estrutura do veículo, ao ruído provocado e ao aquecimento excessivo.

A fonte de potência do CadMot I é um motor de 2 tempos com 1 hp vendido pela fábrica da MicroMachine, sendo assim utilizado nas Patinetes Motorizadas, apresentando na época (1990) um bom preço e uma fácil manutenção devido à grande quantidade de Patinetes existentes na cidade. Contudo, nos dias atuais, este motor não é mais vendido diretamente na Concessionária representante da marca (só por encomenda), sendo que, devido à baixa procura, suas peças de reposição tiveram os preços aumentados.

Figura 3.1 – Motor JD 37.

3.2 - O Motor

3.2.1 - Descrição

O Motor JD 37 tem dimensões em torno de 20 x 20 x 25 cm, sendo, portanto, considerado um motor pequeno. Ele foi desenvolvido para ser utilizado como um motor de lazer, o que explica o seu alto custo de aquisição e manutenção, e por isso não apresenta uma potência elevada. Abaixo na Figura 3.2, temos o Kit que é vendido pela fábrica da MicroMachine, que contém o motor, o sistema de transmissão, o sistema de escapamento, o sistema de alimentação (carburador, mangueiras e tanque) e algumas proteções para evitar acidentes devido ao contato com as partes móveis.

Figura 3.2 - Kit Motor a Gasolina 37cc.

Na Tabela 3.1, temos, em resumo, diversas características técnicas do motor:

Tabela 3.1 – Características Técnicas do Motor JD 37.

Motor / Cilindradas	2 tempos / 37cc
Combustível	Gasolina + Óleo 2T (30:1)
Potência	1 HP a 7500 RPM
Transmissão	Polias e Correias, 1 Velocidade
Embreagem	Centrífuga
Peso	12,5 Kg
Carga Máxima	100 Kg.
Refrigeração	A ar, Aletas Ram Air
Velocidade Máxima	30 Km/h
Velocidade Normal	20 Km/h

Analisando as características contidas na Tabela 3.1, podemos perceber que além da potência do motor ser baixa, não ocorre uma refrigeração forçada do mesmo, apenas natural. Isto explica o excessivo aquecimento do motor, principalmente quando submetido a um trabalho contínuo e prolongado. Este é um dos fatores que diminui a durabilidade do motor, pois quando usado no veículo para transporte de deficientes constantemente apresenta problemas. Na Patinete Motorizada, por ter sido projetado para trabalhar na parte inferior (entre os pés do condutor), a questão do ruído não era tão significativa, porém no caso da cadeira de rodas ela é, pois o motor está localizado na parte superior, muito próximo aos ouvidos do condutor e por isso deve ser re-analisada.

Segundo o fabricante este motor tem uma autonomia média de 50 Km com apenas 1 litro, que não só possibilita uma grande vantagem em relação aos motores elétricos, mas também possibilita a construção de um veículo com um tanque de combustível com uma

pequena capacidade (2 litros). Para fins ilustrativos, abaixo temos uma vista explodida do Motor JD 37 (Figura 3.3), mostrando seus diversos componentes, lembrando que mesmo com uma certa dificuldade os mesmos podem ser encontrados (por encomenda) na Concessionária.

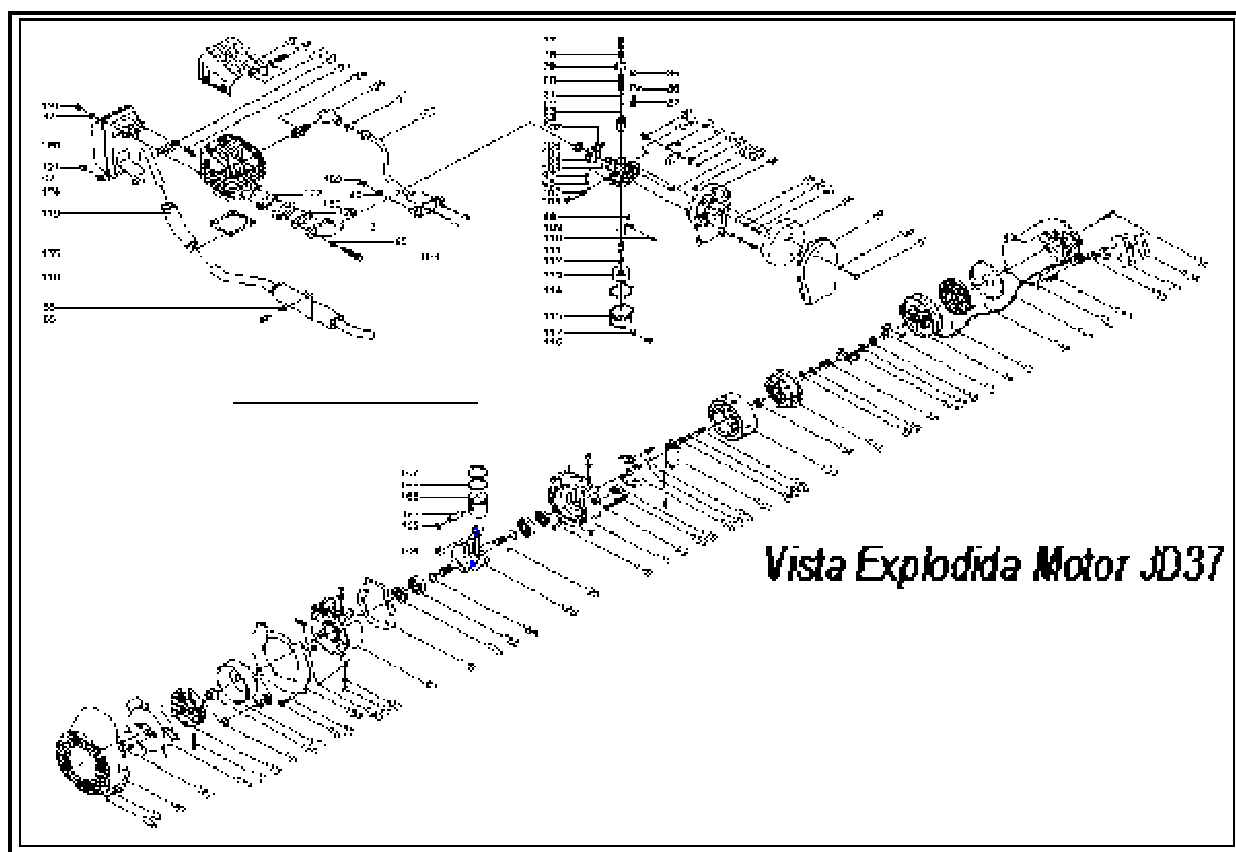



Figura 3.3 – Vista Explodida do Motor JD 37.

3.2.2 - Curvas Experimentais do Motor JD 37

Devido à necessidade de se obter algumas informações no que se refere ao comportamento do motor, como curva de consumo, curva de potência, curva de torque e curva de consumo específico, e à impossibilidade de determinação de tais características na UFPA, foi contatado o fabricante (MicroMachine), que nos forneceu essas informações obtidas experimentalmente em seus laboratórios de testes, como mostrado abaixo:

3.2.2.1 - Curva de Consumo (l/h)

RPM	4000	5000	6000	7000	8000
Consumo (l/h)	0,75	0,80	0,90	1,10	1,25

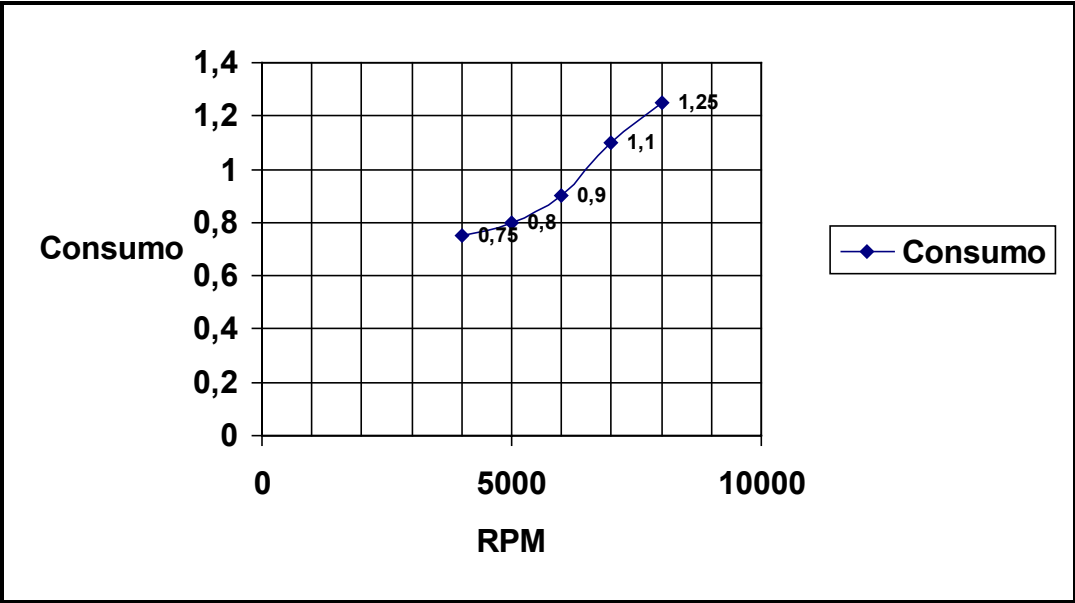



Figura 3.4 – Curva de Consumo.

3.2.2.2 - Curva de Potência (CV)

RPM	4000	5000	6000	7000	8000
Potência (CV)	1,33	1,50	1,70	1,83	1,75

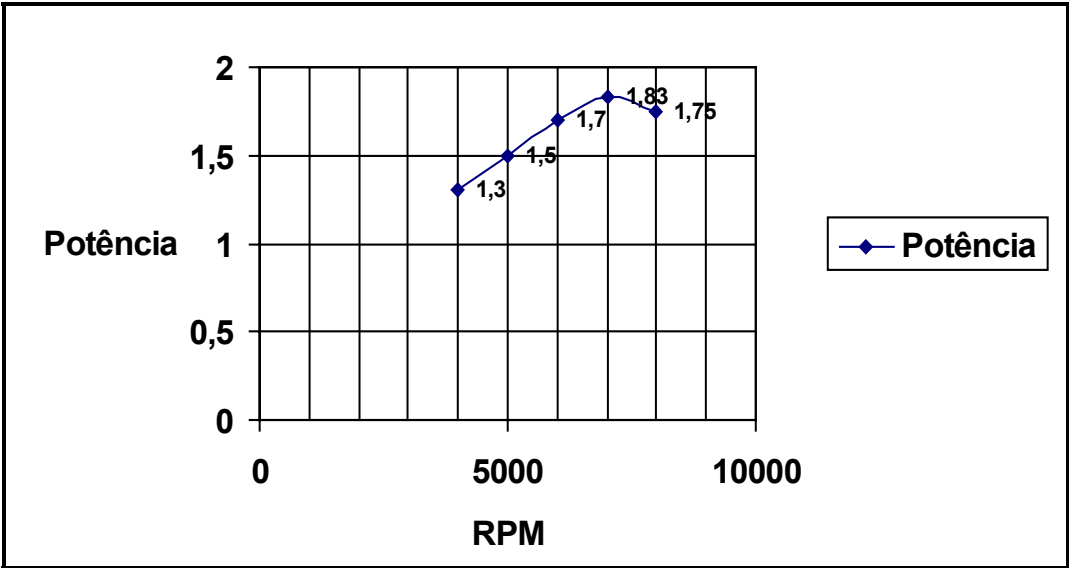



Figura 3.5 – Curva de Potência.

3.2.2.3 - Curva de Torque (Kgf.m)

RPM	4000	5000	6000	7000	8000
Torque (Kgf.m)	0,22	0,21	0,20	0,19	0,18

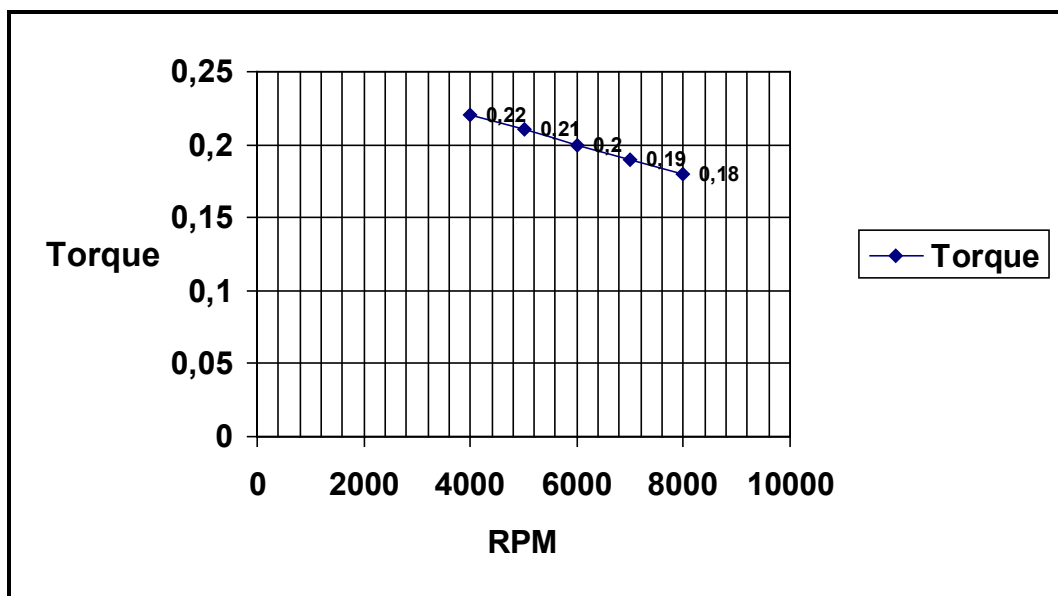



Figura 3.6 – Curva de Torque.

3.2.2.4 - Curva de Consumo Específico (g/CV.h)

RPM	4000	5000	6000	7000	8000
Consumo Esp. (g/CV.h)	400	390	395	410	420

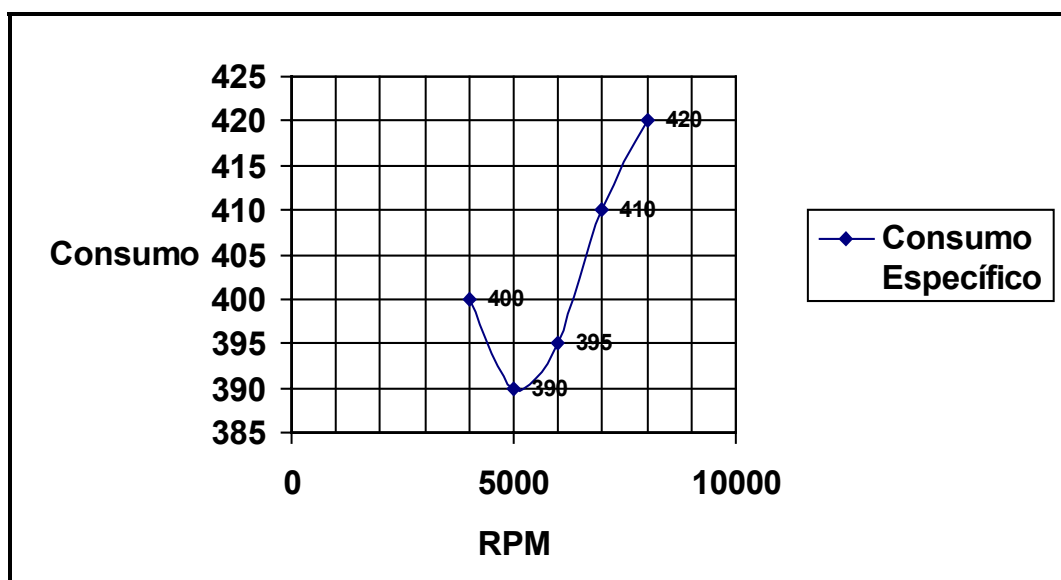



Figura 3.7 – Curva de Consumo Específico.

3.3 - Caracterização do Esforço Dinâmico Provocado pelo Motor

Há dois grupos de fenômenos vibratórios de importância prática nos motores alternativos, a saber: vibrações transmitidas às fundações pelo motor como um todo e

oscilações torcionais no eixo de manivelas (virabrequim) e nas linhas de eixo da maquinaria acionada. Cada um desses dois efeitos é provocado por uma combinação das acelerações periódicas das partes móveis (pistões, bielas, manivelas) e das variações periódicas de pressão de gás no interior do cilindro.

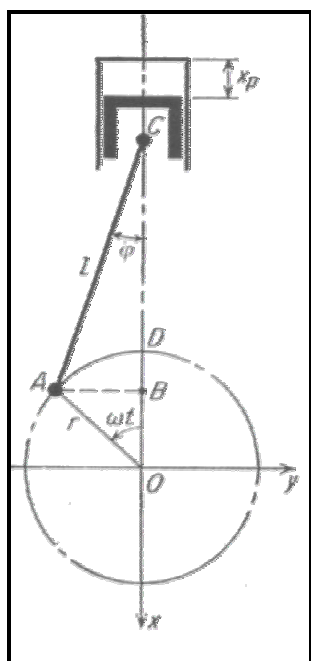
Seja um motor monocilíndrico, conforme mostrado na Figura 3.8, em que o pistão executa um movimento alternativo, isto é, sofre acelerações verticais alternadas. Enquanto o pistão está sendo acelerado para baixo, deve haver uma força dirigida, também para baixo, atuando sobre ele, e essa força deve ter uma reação que atua no sentido de forçar para cima as partes estacionárias do motor. Assim, uma aceleração alternada do pistão está ligada a uma força alternada da carcaça do cilindro, que se manifesta sob a forma de vibrações no motor e em seus suportes. Na direção lateral, isto é, perpendicularmente ao eixo de manivela e a biela do pistão, as partes móveis, também aceleradas, são: o pino da manivela e parte da biela. As forças que provocam essas acelerações vão ter reações iguais e opostas na carcaça do motor. Esse último efeito é conhecido como "desbalanceamento horizontal". Na direção longitudinal, isto é, na direção do eixo de manivelas, não surgem forças de inércia porque todas as partes móveis permanecem em planos perpendiculares ao virabrequim.

Legenda:
m_{eq} = Massa do Motor
l = Comprimento da Biela
r = Raio da Manivela
m_p = Massa do "Conjunto Pistão"
m_m = Massa da Manivela
m_b = Massa da Biela
W = Rotação da Manivela (rad/s)
P_q = Pressão no Pistão

Figura 3.8 – Motor de 1 Cilindro Vertical (Mecanismo Biela-Manivela).

A análise estática mostra que as forças dos gases somente produzem deslocamento angular no eixo normal ao plano. Estas forças não provocam vibração de corpo rígido no motor, apenas contribuem para a dissipação de energia. Portanto, supondo que o motor tenha

sido balanceado para eliminar o efeito das forças horizontais, tem-se que a força total na direção vertical, conseqüência do desbalanceamento reciprocrativo, que provoca a vibração de corpo rígido do motor, é dada pela Equação 3.1 abaixo, em conformidade com [10]:

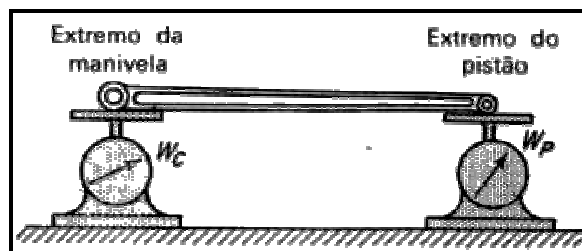
$$F = (m_{alt} + m_{rot}) \cdot r \cdot W^2 \cdot CosWt + m_{alt} \cdot \frac{r^2}{l} \cdot W^2 \cdot Cos2Wt \quad (3.1)$$

Podemos distinguir na Equação 3.1 uma força que depende de "W" (primária) e outra que depende de "2W" (secundária), como mostrado a seguir nas Equações 3.2 e 3.3:

$$F_i = (m_{alt} + m_{rot}) \cdot r \cdot W^2 \cdot CosWt \quad (3.2)$$

$$F_{ii} = m_{alt} \cdot \frac{r^2}{l} \cdot W^2 \cdot Cos2Wt \quad (3.3)$$

3.3.1 – Dados e Resultados Obtidos

Para o calculo da força, relativa ao desbalanceamento reciprocrativo, foram medidas as massas do "conjunto pistão" (pistão, anéis de segmento, pino, etc.) e a massa alternativa da biela. A medida desta massa foi feita pesando-se apenas o lado da biela que é conectado ao pistão, mantendo-a na posição horizontal (Figura3.9) e, como dados adicionais, foram medidos o raio da manivela (r) e o comprimento da biela (l), como mostrado abaixo:

m_p = 53,13 g

m_{ba} = 35 g

r = 19 mm

l = 71 mm

Figura 3.9 – Divisão do Peso da Biela em suas Parte Alternativa e Rotativa.

Para o caso em questão foi considerado que as massas rotativas (m_{rot}) são iguais a zero, indicando que o virabrequim está balanceado.

Quanto à faixa de freqüência, como o motor, segundo o fabricante, funciona em rotações de 4000 a 8000 RPM, foram analisados 11 pontos entre tais rotações, sendo eles em (rad/s), respectivamente: 418, 460, 502, 544, 586, 628, 670, 712, 754, 796, 838.

Utilizando as Equações 3.2 e 3.3, obtêm-se os seguintes valores de amplitude da força F_i e F_{ii} (força primária e secundária, respectivamente) em função da freqüência, para o Motor JD 37 (Tabela 3.2 e Figura 3.10):

Tabela 3.2 – Valores das Forças Primária e Secundária.

Ponto	Freqüência (rad/s)	F_i (N)	F_{ii} (N)
1	418	292,57	78,29
2	460	354,81	94,81
3	502	421,97	112,92
4	544	495,53	132,6
5	586	575,0	153,87
6	628	660,38	176,72
7	670	751,67	201,15
8	712	848,86	227,16
9	754	951,96	254,75
10	796	1061,0	283,92
11	838	1176,0	314,67

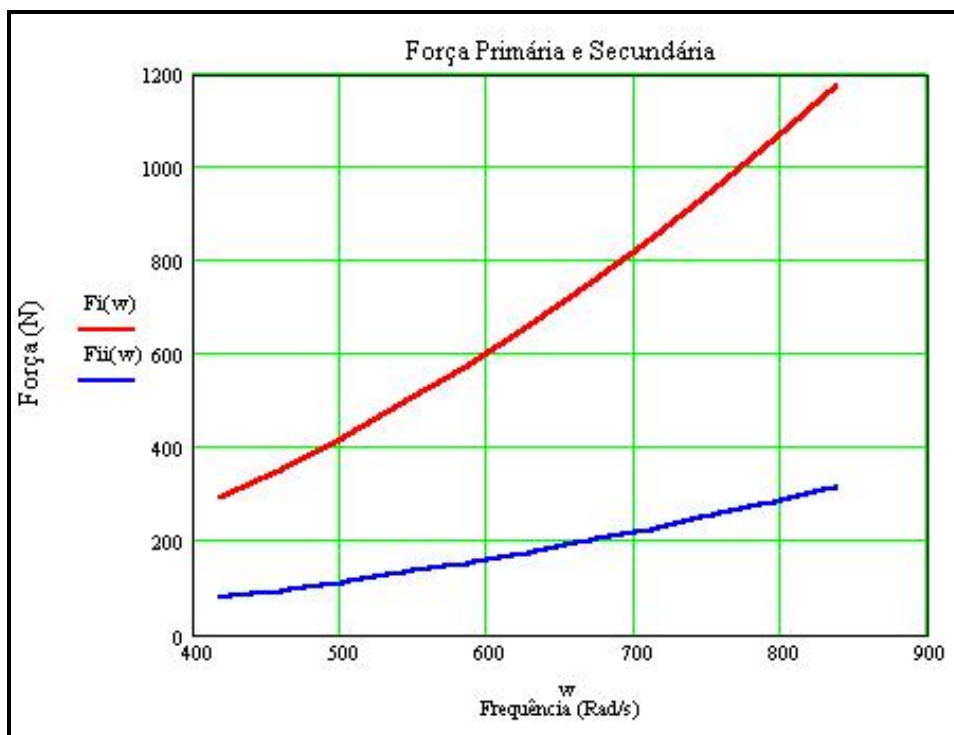



Figura 3.10 – Curva das Forças Primária e Secundária em Função de W (rad/s).

Na Figura 3.11(a) e (b) temos plotada a Equação 3.1 para cada força analisada em função do tempo. Deve-se observar que na Figura 3.11(a) apresenta-se a força total devido ao

desbalanceamento para o menor e para o maior valor de W analisado, enquanto que na Figura 3.11(b) apresenta-se a variação temporal da força total como função dos vários valores de W.

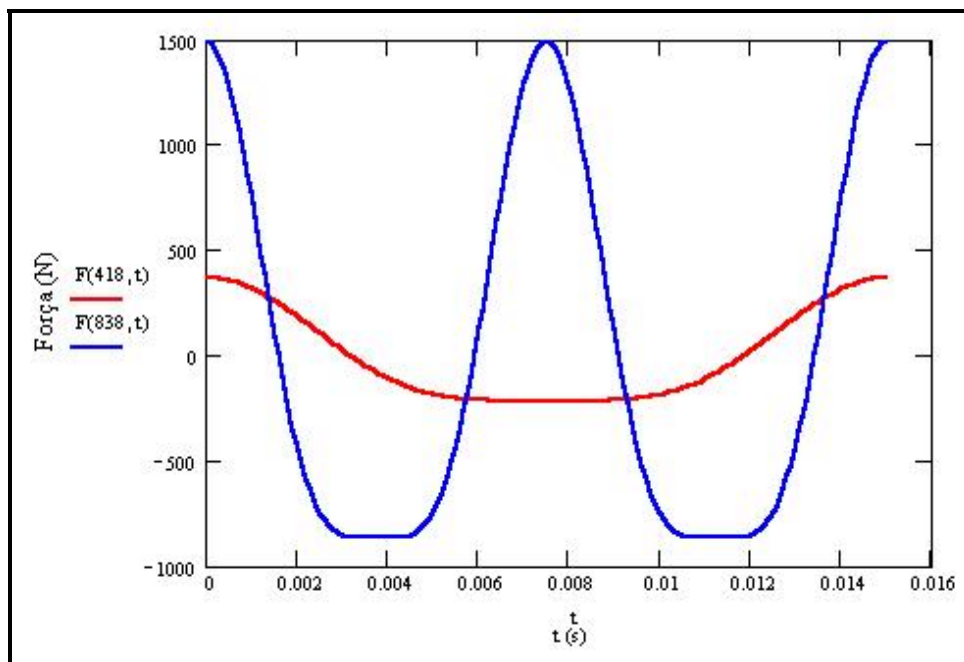



Figura 3.11 (a) – Curva da Força Total (2D) em Função do Tempo (s).

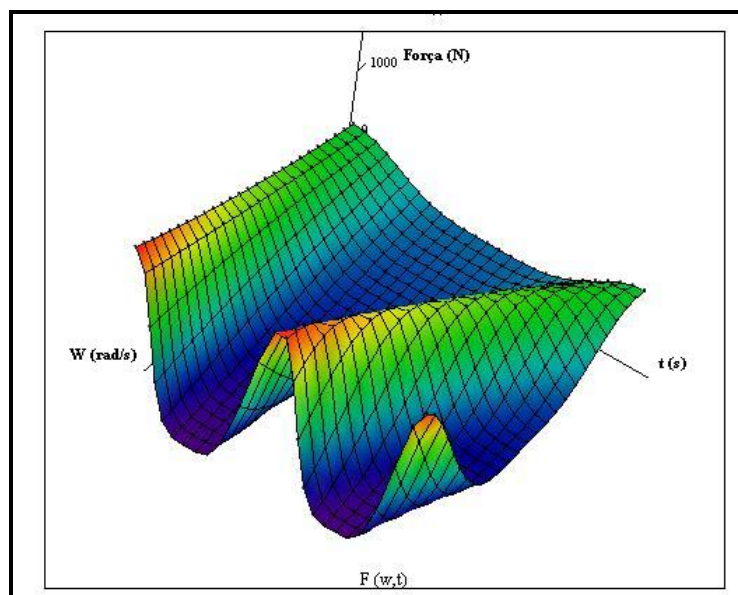



Figura 3.11 (b) – Curva da Força Total (3D) em Função do Tempo (s).

Devido à detecção de diversos problemas na utilização do Motor JD 37, foi adquirido pela equipe de projeto um segundo motor com outras características, como: resfriamento forçado por ventoinha, potência de 3 hp e 50 cc. Porém a equipe ainda não teve tempo para levantar todas as informações, características técnicas e tão pouco para executar as

adaptações necessárias para utilizar este motor no veículo. Mesmo assim, o motor se mostrou muito mais compatível e eficiente para ser utilizado na cadeira, pois além das vantagens citadas vale ressaltar que ele é um motor utilizado em pulverizadores, portanto por não ser um motor de lazer, apresenta maior facilidade de manutenção, aquisição de peças, além de menores preços de seus componentes. Por esse motivo foi realizada uma análise das forças que irão provocar vibrações geradas por esse motor, como mostrado na Tabela 3.3, Figura 3.12 e 3.13, sendo os valores dos parâmetros dados por: m_p = 77.04 g, m_{ba} = 37 g, r = 19 mm e l = 71 mm.

Tabela 3.3 - Valores das Forças Primária e Secundária para o Motor Novo.

Ponto	Freqüência (rad/s)	F_i (N)	F_{ii} (N)
1	418	378,58	101,31
2	460	458,48	122,69
3	502	546,03	146,12
4	544	641,22	171,59
5	586	744,05	199,11
6	628	854,53	228,67
7	670	972,65	260,28
8	712	1098	293,94
9	754	1232	329,64
10	796	1373	367,39
11	838	1522	407,18

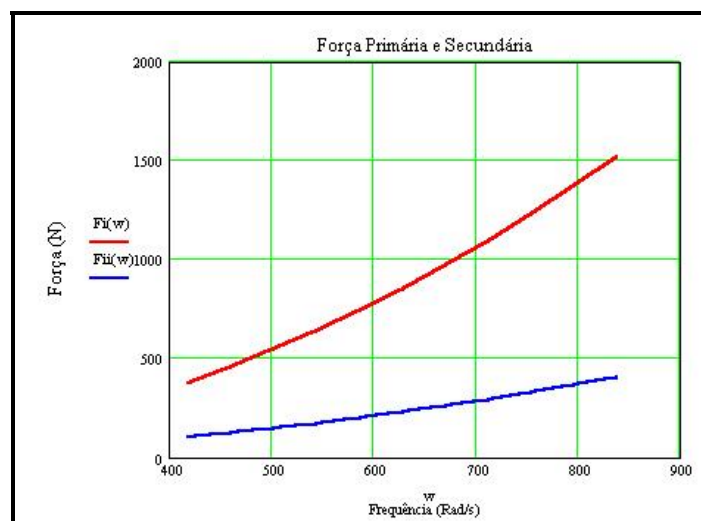



Figura 3.12 – Curva das Forças Primária e Secundária para o Motor Novo em Função de W (rad/s).

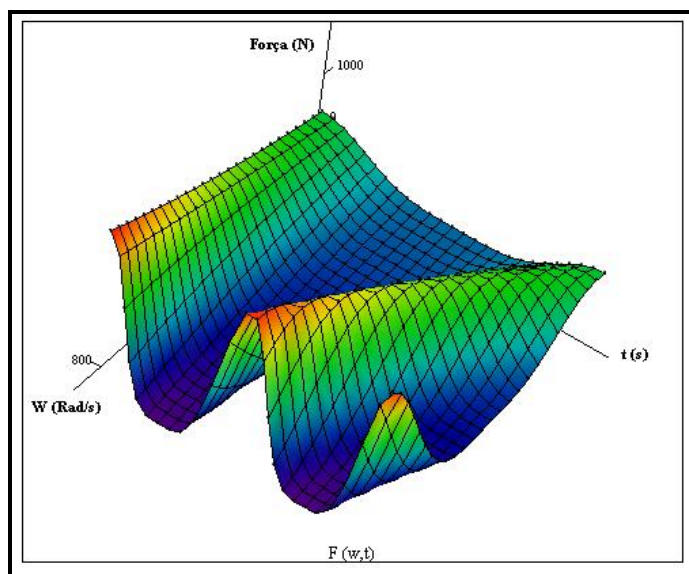



Figura 3.13 – Curva da Força Total (3D) para o Motor Novo em Função do Tempo (s).

Comparando os resultados obtidos para o desbalanceamento reciprocrativo, notamos que devido aos dois motores terem, por coincidência, a biela e o eixo de manivela com as mesmas dimensões, só foi alterada a massa alternativa (m_{alt}) no cálculo das forças. Isto implicou em apenas uma mudança nas amplitudes das forças e muito pouco na disposição dos gráficos que ficaram muito semelhantes. Por isso, apesar do novo motor ter uma potência igual a três vezes a potência do motor antigo (Motor JD 37), deve-se tomar cuidado com a especificação dos amortecedores, visto que as vibrações decorrentes do desbalanceamento reciprocrativo irão aumentar.

Ao montar os isoladores deve-se observar a nova freqüência natural do sistema, pois é conveniente que a relação de freqüência para a rotação de marcha lenta esteja entre 2 e 6, garantindo que o sistema não trabalhe próximo a ressonância e que os valores das forças transmitidas para a estrutura do veículo sejam baixos.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE DE MOBILIDADE DO VEÍCULO CADMOT I

4.1 – Introdução

Este capítulo tem como objetivo fornecer uma visão global sobre os diversos aspectos que estão relacionados ao projeto de um veículo automotor. O enfoque não chega a detalhes que permitam realizar o dimensionamento dos diversos componentes mecânicos do veículo, porém, fornecem os quesitos básicos para o desenvolvimento de um veículo com as características do CadMot I.

O princípio de funcionamento de todo veículo automotor é a transferência de energia para o meio externo de forma que se tenha um movimento controlável. Deste modo, o veículo deve ter uma fonte de energia mecânica e dispor de meios para realizar sua transferência e controle. De uma forma geral, qualquer veículo automotor é constituído pelos seguintes grupos:

- **Grupo Motor**: fornece a energia para manter o veículo em movimento.
- **Grupo de Transmissão**: transfere a energia do motor para o grupo propulsor.
- **Grupo de Propulsão**: transfere a energia do grupo de transmissão para o meio externo, cuja reação impulsiona o veículo.
- **Grupo de Suspensão**: visa tornar o veículo mais estável, bem como, mais confortável.
- **Grupo Estrutural**: mantém unidos os diversos elementos estruturais construtivos e suporta as cargas que agem em função do uso do veículo.
- **Grupo de Controle**: permite a ação do condutor sobre o veículo. Este grupo inclui acelerador, direção e freio.

A seguir será analisado o desempenho do veículo no que diz respeito às características desses diversos grupos.

4.2 - Determinação do Centro de Gravidade

O posicionamento do centro de gravidade do veículo é um ponto importante na análise de sua mobilidade. Assim, neste trabalho, apresenta-se 4 (quatro) possíveis métodos

que podem ser usados com este objetivo, sendo o detalhamento apresentado nesta seção. Por outro lado, objetivando estudar a influência da presença do condutor e de outros componentes instalados sobre a posição do C.G. do veículo, foram realizadas algumas simulações para situações distintas.

4.2.1 - Método Convencional ou de Aproximação de Geometrias

Este método calcula as coordenadas do centro de gravidade a partir da consideração de que uma geometria real (sólidos não regulares) pode ser subdividida em formas geométricas simples (sólidos regulares) e que o produto de massa em torno do centro de gravidade da figura real é igual à somatória do produto de massa de todas as formas geométricas simples, que formam a geometria real, de acordo com as seguintes equações:

$$m \cdot \bar{x} = \sum m_i \cdot x_i \quad (4.1)$$

$$m \cdot \bar{y} = \sum m_i \cdot y_i \quad (4.2)$$

$$m \cdot \bar{z} = \sum m_i \cdot z_i \quad (4.3)$$

Para o caso em questão, fazendo-se a consideração de que a massa específica é constante, em toda a estrutura do veículo, as Equações 4.1, 4.2 e 4.3 podem ser tratadas em termos de volumes.

No Anexo 3, apresenta-se um código desenvolvido no Programa “MathCad” para calcular as coordenadas do Centro de Gravidade de forma mais rápida, tendo por base as Equações 4.1, 4.2 e 4.3. Neste programa são necessários os seguintes dados de entrada: massa específica do material da estrutura (ρ), volume dos sólidos que compõem a figura composta e suas coordenadas do centro de gravidade (no caso centro geométrico ou centróide, devido às considerações feitas) em relação ao eixo de coordenadas adotado. Para o caso foi adotado que o ponto (0,0,0) está situado sobre um eixo de simetria longitudinal da cadeira (Figura 4.1). Assim, pode-se considerar que a coordenada “z” do centro de gravidade da maioria dos sólidos simples é igual a zero.

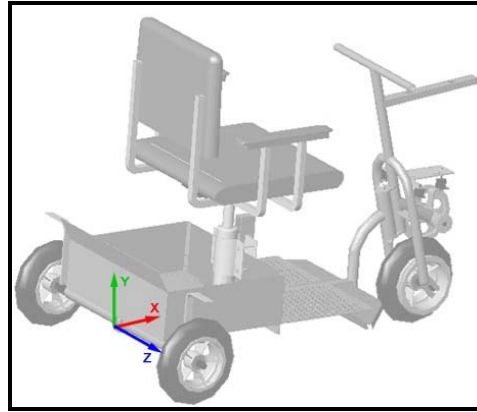



Figura 4.1 – Localização da Origem do Sistema de Coordenadas.

4.2.2 - Método Experimental

Primeiramente, foi feita uma consideração semelhante à citada no Método Convencional, só que agora considera-se que a coordenada em "z" do centro de gravidade da figura composta é igual a zero. Assim, este método é desenvolvido em duas etapas, sendo que a primeira etapa determina a coordenada em relação ao eixo "x" (horizontal) enquanto a segunda etapa determina a coordenada em relação ao eixo "y" (vertical).

A determinação da posição horizontal, ou seja, a posição longitudinal do C.G. (Centro de Gravidade) pode ser feita simplesmente pesando os eixos do veículo (Figura 4.2). Supondo que sejam R_d e R_t as reações sobre o eixo dianteiro e o eixo traseiro, respectivamente, o peso total do veículo será:

$$P = R_d + R_t \tag{4.4}$$

$$R_t = R_{t1} + R_{t2} \tag{4.5}$$

$$R_{t1} = R_{t2} \tag{4.6}$$

onde R_{t1} e R_{t2} são as reações nas rodas traseiras direita e esquerda do veículo que, no caso, é um tricículo.

Definindo-se a percentagem de peso sobre o eixo traseiro como sendo:

$$RP = \frac{R_t}{P} \tag{4.7}$$

as reações normais dos pneus no solo podem ser expressas como:

$$R_t = RP \cdot P \tag{4.8}$$

$$R_d = (1 - RP) \cdot P \tag{4.9}$$

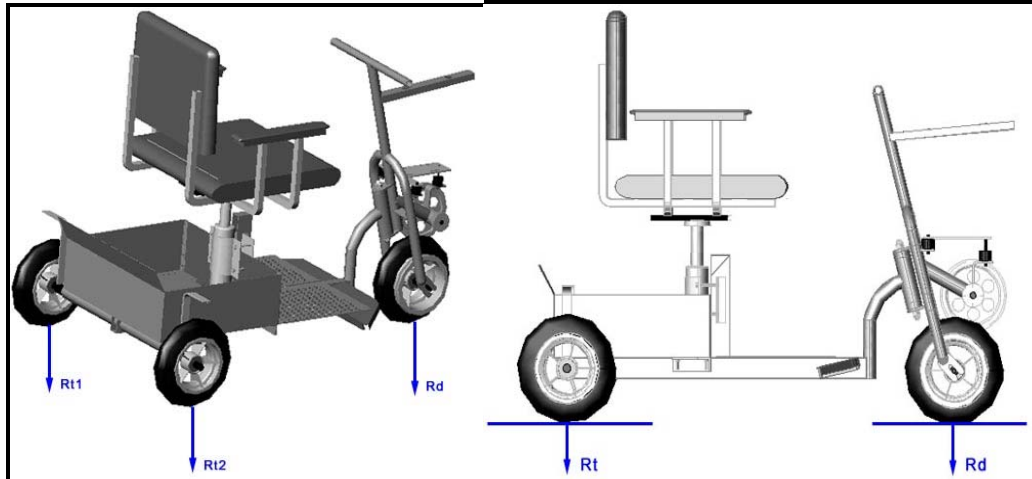



Figura 4.2 – Ponto de Aplicação das Reações.

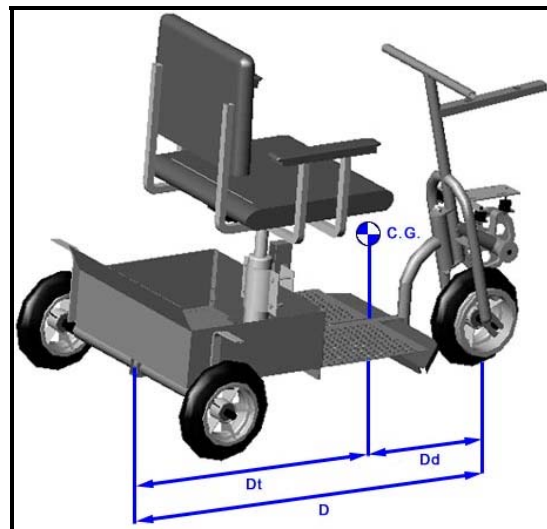



Figura 4.3 – Distâncias em Relação ao Centro de Gravidade.

Para a obtenção da posição do C.G., toma-se o equilíbrio de momentos em relação ao eixo dianteiro do veículo:

$$\begin{aligned} D &= D_t + D_d \\ \bar{x} &= D_t \\ P \cdot D_t &= R_d \cdot D \\ D_t &= \frac{R_d}{P} \cdot D \end{aligned} \tag{4.10}$$

onde

$$\bar{x} = D_t = (1 - RP) \cdot D \tag{4.11}$$

A obtenção da altura do centro de gravidade em relação ao solo, ou seja, a sua posição vertical, é feita através da pesagem do veículo em um plano inclinado, como mostrado na Figura 4.4.

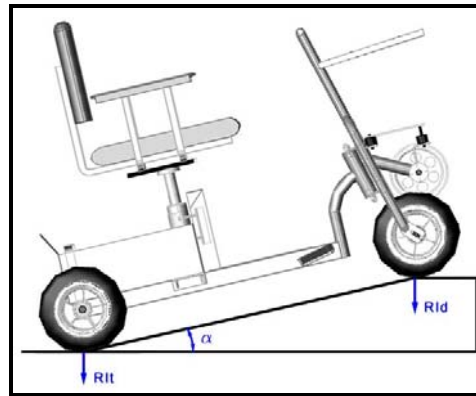



Figura 4.4 – Reações no Plano Inclinado.

A partir dos valores de RI_d e RI_t (reações sobre o eixo dianteiro e o eixo traseiro, respectivamente), obtidos na pesagem, determina-se a nova percentagem de peso sobre o eixo traseiro (RPI) e fazem-se considerações semelhantes ao caso do veículo na horizontal, como equilíbrio de forças e momentos, para chegar na seguinte relação para a coordenada do centro de gravidade na direção "y", segundo [17]:

$$RPI = \frac{RI_t}{P} \tag{4.12}$$

$$\bar{y} = D \cdot \frac{1}{Tg(\alpha)} \cdot (RPI - RP) \tag{4.13}$$

onde α é o angulo de inclinação do veículo em graus.

No Anexo 3, também existe um código desenvolvido no Programa "MathCad" para calcular as coordenadas do Centro de Gravidade através desse método. Como dados de entrada são necessários: os pesos nos eixos dianteiros e traseiros, tanto para o veículo na horizontal quanto inclinado; o ângulo (α) de inclinação do veículo; e a distância entre eixos.

4.2.3 - Método de Determinação do C.G. através do SoftWare "AutoCad"

Com o desenho do CadMot I no SoftWare "AutoCad" e utilizando uma função do programa que determina o centro de gravidade de qualquer objeto, selecionou-se todos os componentes de aço da cadeira (visto que o "AutoCad" não permite a variação da massa específica) e obteve-se o C.G, para as situações mostradas nas Figuras 4.5, 4.6 e 4.7.

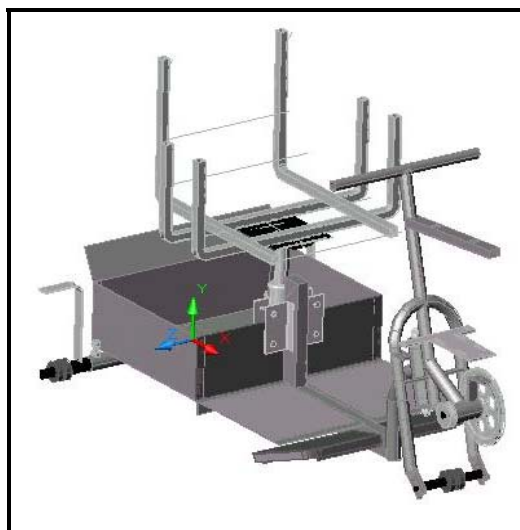



Figura 4.5 – CadMot I (S/ Motor, S/ Tanque e S/ Condutor).

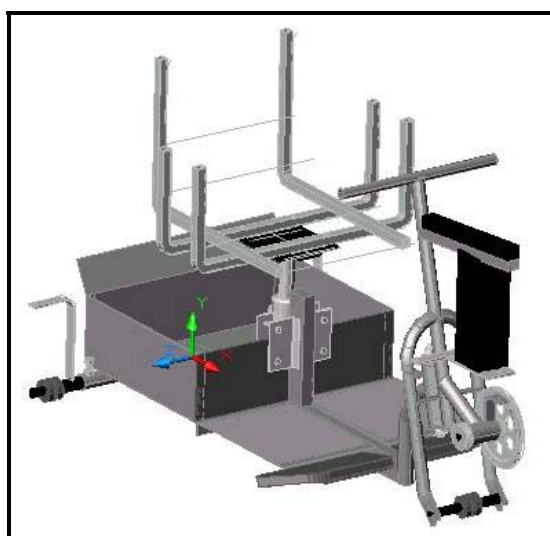



Figura 4.6 - CadMot I (C/ Motor, C/ Tanque e S/ Condutor).

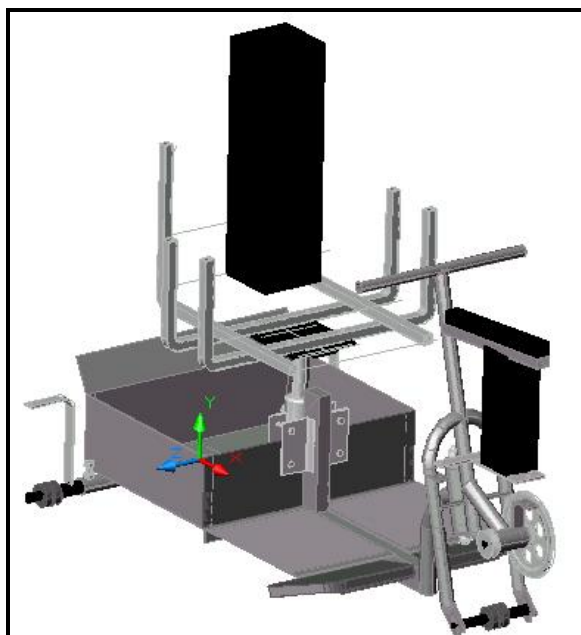



Figura 4.7 - CadMot I (C/ Motor, C/ Tanque e C/ Condutor).

4.2.4 - Método de Determinação do C.G. através do SoftWare "ANSYS 6.0"

Com o veículo CadMot I desenhado no Programa "ANSYS 6.0", pode-se calcular diretamente o C.G., de acordo com as configurações mostradas nas Figuras 4.8 e 4.9.

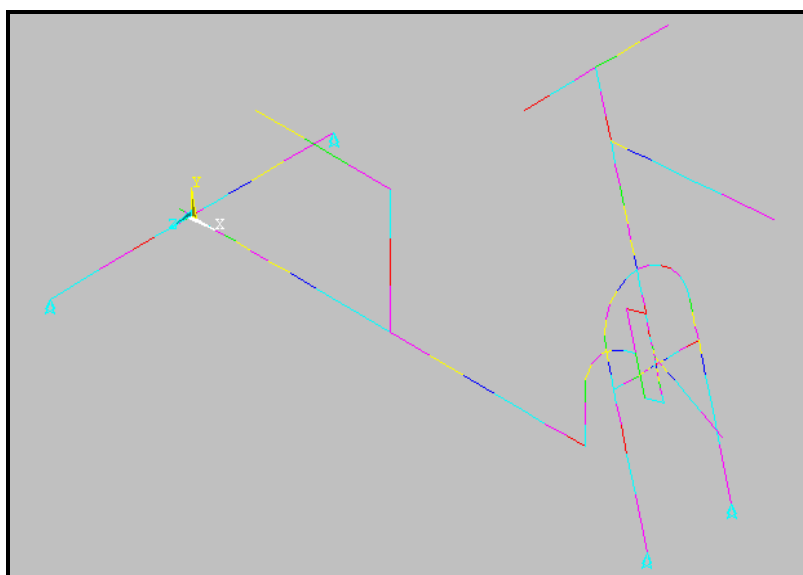



Figura 4.8 – Estrutura do CadMot I (S/ Elementos de Massa).

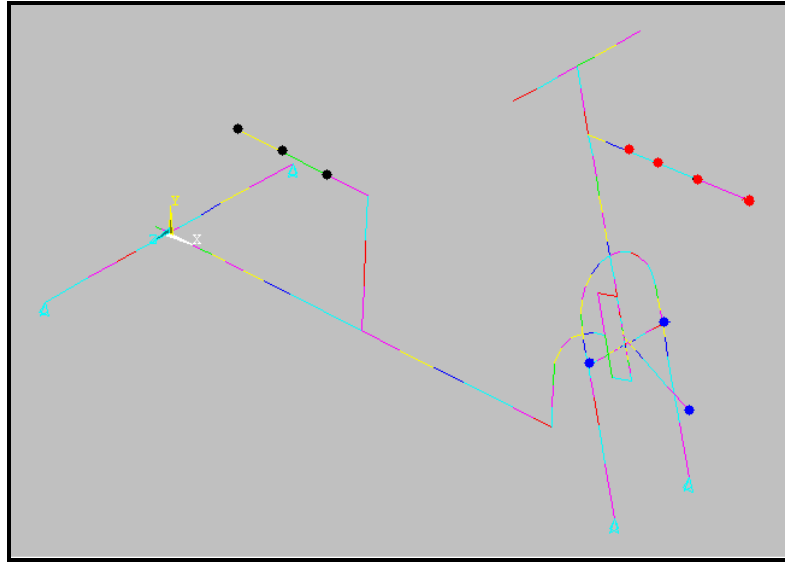



Figura 4.9 – Estrutura do CadMot I (C/ Elementos de Massa).

Estes elementos de massa foram utilizados para simular o comportamento da estrutura com as principais massas que estão contidas no veículo (tanque, motor e condutor).

4.3 - Análise de Mobilidade

O cálculo das principais características de mobilidade do veículo foi implementado no SoftWare "MathCad", conforme apresentado no Anexo 4. A rotina computacional desenvolvida necessita, como dados de entrada, de alguns parâmetros que estão associados às condições de funcionamento do veículo e às características do meio ao qual ele está inserido ou sendo submetido, conforme apresentado na Tabela 4.1.

Na Figura 4.10 é mostrada a distância "b", que posiciona a projeção do C.G no plano que contém a base do veículo, a qual é tomada como referência para estabelecer a estabilidade do veículo em relação ao tombamento. Ela pode ser determinada através da Equação 4.14.

$$b = (D - X) \cdot \text{sen}(\gamma) \tag{4.14}$$

onde γ é determinado através da seguinte equação:

$$\gamma = arctg\left(\frac{DR}{2 \cdot D}\right) \tag{4.15}$$

Tabela 4.1 – Parâmetros Iniciais para o Cálculo das Características de Mobilidade.

Descrição	Símbolo	Valor
Coeficiente de Atrito de Rolamento (Asfalto Rugoso)	f	0,011
Aceleração de Gravidade	g	9.81
Ângulo de Aclive p/ Testes (Graus)	θ	4
Rendimento Mecânico	Nm	0,95
Aceleração do Veículo p/ Testes (m/s^2)	a	0,41
Massa do Veículo (Kg)	M	112,5
Raio Dinâmico da Roda (m)	rd	0,12
Massa Específica do Ar (Kg/m^3)	ρ_{ar}	1,2
Área Projetada da Secção Transversal do Veículo (m^2)	A	0,5
Coeficiente de Resistência Aerodinâmica (Estimado)	Cx	0,2
Velocidade p/ Testes (m/s)	V	6,36
Potência Efetiva do Motor (W)	Pe	745,69
Inércia de Rotação Equivalente nos Eixos da Transmissão (Kg.m^2)	J	0,2
Distância do Centro de Gravidade a Origem (m)	X	0,457
Altura do Centro de Gravidade ao Solo (m)	Y	0,53
Percentagem de Peso sobre o Eixo Traseiro	RP	0,551
Distância entre Eixos (m)	D	1,019
Distância entre Rodas (m)	DR	0,65 e 1,03
Coeficiente de Atrito (Pneu/Pista) – p/ Asfalto Seco	μ	0,85
Força Motriz (N)	Fm	Qs +Qr + Qa + Qi
Raio da Curva p/ Testes (m)	rc	5
Ângulo de Inclinação da Pista em Curva (Grau)	β	10
Relação de Transmissão	i	14,45
Rotação do Motor p/ Testes (RPM)	nm	7500
Coeficiente de Escorregamento p/ Solo Rígido	E	0.05

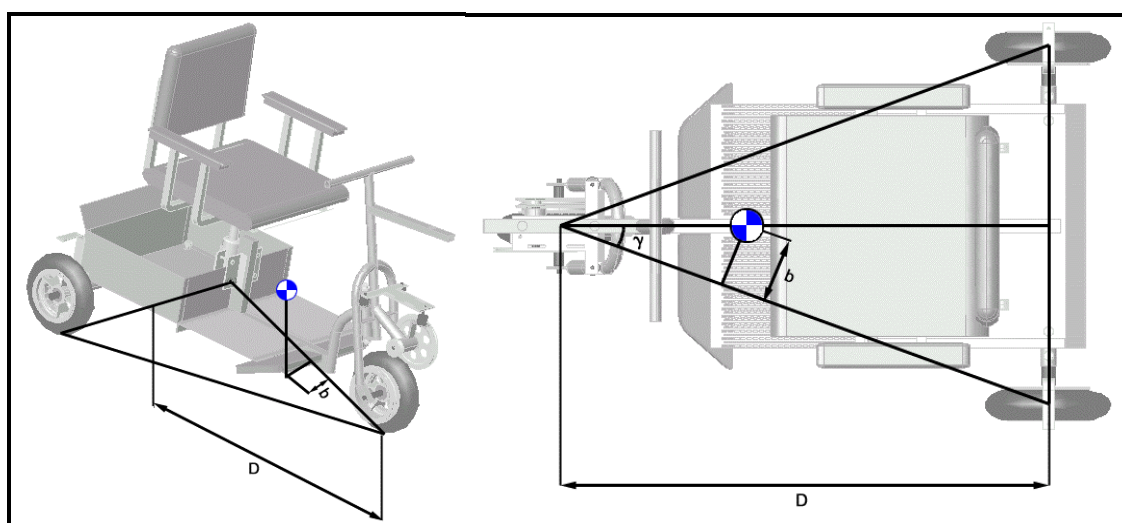



Figura 4.10 – Localização da Coordenada “b”.

Para o melhor entendimento abaixo são apresentadas as definições das principais características de mobilidade calculadas, retiradas de [17].

- **Resistência ao Rolamento** (em N): é a força que deve ser fornecida para manter o movimento de rotação da roda. Ela é proporcional a carga normal que age sobre a roda, conforme mostrado na seguinte equação, onde G é a força normal das rodas sobre o solo:

$$\mathbf{G} := \mathbf{M} \cdot \mathbf{g}$$

$$\mathbf{Qr} := \mathbf{f} \cdot \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos}(\theta \cdot \mathbf{deg}) \tag{4.16}$$

- **Resistência Mecânica** (em W): é considerada como toda e qualquer perda de energia que ocorra entre o volante do motor e os mancais das rodas motrizes e sua determinação é dada pela seguinte equação:

$$\mathbf{Qm} := \mathbf{Pe} \cdot (1 - \mathbf{Nm}) \tag{4.17}$$

- **Resistência ao Aclive** (em N): é uma parcela da força normal que age no C.G., na forma de uma componente paralela ao piso, tendendo a fazer o veículo descer o aclive, ou seja, é a força que deve ser vencida para que o equilíbrio estático seja mantido, sua determinação se faz através da seguinte equação:

$$\mathbf{Qs} := \mathbf{G} \cdot \mathbf{sin}(\theta \cdot \mathbf{deg}) \tag{4.18}$$

- **Resistência à Aceleração** (em N): é a resistência que um veículo deve vencer para variar a velocidade, devendo-se considerar além do efeito das massas em translação, as inércias rotativas, conforme expresso abaixo, onde δ é a Inércia Equivalente de Translação e de Rotação:

$$\delta := \frac{\mathbf{J}}{(\mathbf{M} \cdot \mathbf{rd})}$$

$$\mathbf{Qi} := \mathbf{M} \cdot \mathbf{a} \cdot (1 + \delta) \tag{4.19}$$

- **Resistência Aerodinâmica** (em N): Um corpo movendo-se em um fluido, no caso o ar, sofre uma resistência ao seu deslocamento (resistência aerodinâmica), pela presença deste. A resistência provém de três fontes distintas (resistência de forma, resistência de atrito, perdas por correntes de ar) e pode ser avaliada a partir da Pressão Dinâmica (**q**) por:

$$\mathbf{q} := 0.5 \cdot \rho \mathbf{ar} \cdot \mathbf{V}^2$$
$$\mathbf{Qa} := \mathbf{q} \cdot \mathbf{Cx} \cdot \mathbf{A} \qquad (4.20)$$

- **Cargas nos Eixos com o Veículo Parado em Aclive** (em N): Para o veículo em aclive, as reações sobre os eixos variam, pois a força normal ao solo é na realidade uma componente do peso do veículo dada por:

$$\mathbf{Rd} := \left[(1 - \mathbf{RP}) \cdot \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos}(\theta \cdot \mathbf{deg})\right] - \left[\mathbf{G} \cdot \mathbf{sin}(\theta \cdot \mathbf{deg}) \cdot \frac{(\mathbf{Y} + \mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right]$$
$$\mathbf{Rt} := (\mathbf{RP} \cdot \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos}(\theta \cdot \mathbf{deg})) + \left[\mathbf{G} \cdot \mathbf{sin}(\theta \cdot \mathbf{deg}) \cdot \frac{(\mathbf{Y} + \mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right] \qquad (4.21)$$

- **Cargas nos Eixos com o Veículo em Movimento** (em N): Com o veículo em movimento surgem outras forças além do peso, que agem no ponto de contato pneu-pista, no centro de gravidade e no centro de pressão, ocasionando uma alteração sensível na componente de força normal do solo, dada por:

$$\mathbf{RMd} := \left[(1 - \mathbf{RP}) \cdot \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos}(\theta \cdot \mathbf{deg})\right] - \left[(\mathbf{Fm} - \mathbf{Qr}) \cdot \frac{(\mathbf{Y} + \mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right]$$
$$\mathbf{RMt} := (\mathbf{RP} \cdot \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos}(\theta \cdot \mathbf{deg})) + \left[(\mathbf{Fm} - \mathbf{Qr}) \cdot \frac{(\mathbf{Y} + \mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right] \qquad (4.22)$$

- **Força Motriz Máxima para Veículo de Tração Dianteira** (em N): é a máxima força tangencial possível de se transmitir pelas rodas dianteiras dada por:

$$\mathbf{Fmax} := \mu \cdot \mathbf{G} \cdot \mathbf{cos}(\theta \cdot \mathbf{deg}) \cdot \left[\frac{\left[(1 - \mathbf{RP}) + \mathbf{f} \cdot \frac{\mathbf{G}}{\mathbf{D}}\right]}{\left[1 + \left[\mu \cdot \frac{(\mathbf{Y} + \mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right]\right]}\right] \qquad (4.23)$$

- **Aclives Máximos para Veículos de Tração Dianteira** (em Graus): para determinar os valores máximos de aclives, considera-se que a velocidade do veículo seja constante e baixa, logo a força de inércia é nula e, por ser a velocidade baixa, a resistência aerodinâmica é aproximadamente nula. A força motriz deve vencer, assim, apenas as resistências de rolamento e aclive.

$$\theta\mathbf{max} := \mathbf{atan}\left[\mu \cdot \left[\frac{\left[(1-\mathbf{RP}) + \mathbf{f}\cdot\frac{(\mathbf{Y}+\mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right]}{\left[1+\mu\cdot\frac{(\mathbf{Y}+\mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right]}\right] - \mathbf{f}\right] \quad (4.24)$$

- **Acelerações Máximas para Veículos de Tração Dianteira** (em m/s^2): neste caso despreza-se apenas a resistência aerodinâmica, pois a experiência mostra que as acelerações máximas ocorrem somente com velocidades baixas.

$$\mathbf{amax} := \mathbf{g}\cdot\left[\frac{[[\mu\cdot(\mathbf{1}-\mathbf{RP})-\mathbf{f}]\cdot\mathbf{cos}(\theta\cdot\mathbf{deg})]}{\left[\left[1+\mu\cdot\frac{(\mathbf{Y}+\mathbf{rd})}{\mathbf{D}}\right]-\mathbf{sin}(\theta\cdot\mathbf{deg})\right]}\right] \quad (4.25)$$

- **Força de Frenagem Máxima para Veículos com Freio na Dianteira** (em N): é uma força com o mesmo módulo, porém com sentido oposto ao da força de atrito.

$$\mathbf{Ffmax} := -\mathbf{Rd}\cdot\mu \quad (4.26)$$

- **Velocidade em Curva a partir da qual Ocorrerá o Escorregamento** (em m/s): é a velocidade que provocará uma força centrífuga maior do que a força de atrito, ocorrendo o escorregamento.

$$\mathbf{Vesc} := (\mu\cdot\mathbf{rc}\cdot\mathbf{g})^{0.5} \qquad \text{P/ pista plana} \quad (4.27)$$

$$\mathbf{Vesci} := \left[\mathbf{rc}\cdot 9.81\cdot\frac{(\mathbf{tan}(\beta\cdot\mathbf{deg})+\mu)}{(1-\mu\cdot\mathbf{tan}(\beta\cdot\mathbf{deg}))}\right]^{0.5} \qquad \text{P/ inclinada} \quad (4.28)$$

- **Velocidade em Curva a partir da qual Ocorrerá o Tombamento** (em m/s): é a velocidade em que a resultante entre a força centrífuga e a força normal passa fora do polígono de estabilidade, proporcionando o tombamento, desde que não tenha ocorrido o escorregamento. O polígono de estabilidade pode ser entendido como o poliedro gerado pela união dos pontos de apoio do veículo com o solo.

$$\mathbf{Vtomb} := 3.14 \cdot \left[\frac{\left(\mathbf{rc} \cdot \frac{\mathbf{b}}{2}\right)}{(\mathbf{Y} + \mathbf{rd})}\right]^{0.5} \qquad \text{P/ pista plana} \qquad (4.29)$$

$$\mathbf{Vtombi} := 3.14 \left[\mathbf{rc} \cdot \left[\frac{\left(\frac{\mathbf{b}}{2}\right) + \mathbf{Y} \cdot \tan(\beta \cdot \mathbf{deg})}{\mathbf{Y} - \left(\frac{\mathbf{b}}{2}\right) \cdot \tan(\beta \cdot \mathbf{deg})}\right]\right]^{0.5} \qquad \text{P/ inclinada} \qquad (4.30)$$

- **Velocidade Tangencial do Pneu** (em m/s):

$$\mathbf{nr} := \frac{\mathbf{nm}}{\mathbf{i}}$$

$$\mathbf{wr} := \frac{\pi \cdot (\mathbf{nr})}{30}$$

$$\mathbf{Vt} := (\mathbf{rd} \cdot \mathbf{wr}) \qquad (4.31)$$

onde nr é a Rotação da roda motriz em RPM e wr a Velocidade angular da roda motriz (em rad/s).

- **Velocidade Real** (em m/s): Quando ocorre transmissão de força entre o pneu e a pista existe sempre um movimento relativo entre ambos, devido a deformações que os mesmos sofrem. Para um solo rígido, como concreto ou asfalto, todo o escorregamento é devido à deformação do pneu, enquanto que em solos macios, a deformação destes é a que apresenta maior peso. A velocidade real vem da relação entre a velocidade teórica e o coeficiente de escorregamento, conforme estabelecido pela seguinte equação:

$$\mathbf{Vr} := (1 - \mathbf{E})\cdot\mathbf{Vt} \qquad (4.32)$$

- **Perda de Potência na Região de Contato Pneu/Pista** (em W): devido à diferença entre a velocidade teórica e a real, temos uma perda de potência no contato pneu/pista, dada pela diferença entre as potências na roda e no solo:

$$\mathbf{Proda} := \mathbf{Vt}\cdot\mathbf{Fm}$$

$$\mathbf{Ps} := \mathbf{Vr}\cdot\mathbf{Fm}$$

$$\mathbf{Ppp} := \mathbf{Proda} - \mathbf{Ps} \qquad (4.33)$$

- **Potência Consumida na Transmissão** (em W): representa as perdas mecânicas durante a transmissão.

$$\mathbf{Pm} := (1 - \mathbf{Nm})\cdot\mathbf{Pe} \qquad (4.34)$$

- **Potência Consumida pelo Movimento a Velocidade Constante** (em W): para o cálculo desta potência considera-se apenas a resistência aerodinâmica e a resistência ao atrito.

$$\mathbf{Pcons} := (\mathbf{Qa} + \mathbf{Qr})\cdot\mathbf{Vt} \qquad (4.35)$$

- **Potência Máxima no Cubo** (em W): é a potência efetiva do motor menos a potência consumida pela transmissão.

$$\mathbf{Pc} := \mathbf{Pe} - \mathbf{Pm} \qquad (4.36)$$

- **Potência Líquida na Roda para Movimento a Velocidade Constante** (em W):

$$\mathbf{Pl} := \mathbf{Pc} - \mathbf{Pcons} \qquad (4.37)$$

- **Possibilidade de Vencer Aclives** (em Graus): assumindo que toda a potência líquida seja utilizada pelo veículo para vencer um aclive, é possível obter-se o valor máximo de aclive que o veículo é capaz de subir.

$$\theta pos := asin\left(\frac{Pl}{G \cdot Vt}\right) \tag{4.38}$$

- **Possibilidade de Aceleração** (em m/s^2): considerando que toda a potência líquida seja utilizada para acelerar a massa do veículo pode-se calcular a aceleração máxima.

$$apos := \left(\frac{Pl}{Vt}\right) \cdot \left[\frac{1}{[M \cdot (1+\delta)]}\right] \tag{4.39}$$

- **Força Máxima Disponível** (em N): é a força máxima disponível para o veículo vencer uma resistência genérica.

$$Qmax := \frac{Pl}{Vt} \tag{4.40}$$

4.4 - Testes de Mobilidade e Funcionamento

Com o objetivo de determinar experimentalmente alguns parâmetros de mobilidade e melhor entender o comportamento do CadMot I, em determinadas situações de movimento, foram realizados alguns testes na Universidade Federal do Pará. Para o caso em questão foi adotada a seguinte nomenclatura mostrada na Tabela 4.2.

4.4.1 – Teste de Velocidade em Curva

O teste foi executado como mostrado na Figura 4.11, onde foram variados os raios da curva e a distância entre rodas do veículo e os resultados estão mostrados nas Tabelas 4.3 e 4.4.

Tabela 4.2 – Nomenclatura Utilizada nos Testes.

Descrição	Símbolo	Descrição	Símbolo
Raio da Curva	r_c	Tempo médio para velocidade constante	tv_m
Tempo de realização das provas	t_i	Tempo médio de aceleração	ta_m
Tempo médio de passagem em curva para DR = 0,65	tc_{m1}	Comprimento médio de Frenagem	lf_m
Tempo médio de passagem em curva para DR = 1,03	tc_{m2}	Velocidade Média	V_m
Perímetro da Curva	Per	Aceleração Média	a_m
Velocidade Média em curva para DR = 0,65	Vmc_1	Desaceleração Média	da_m
Velocidade Média em curva para DR = 1,03	Vmc_2	Inclinação da Pista	θ
Distância entre cones	l_c	Comprimento da Rampa	l_r
Comprimento da Pista de Prova	l_p	Altura da Rampa	A_r
Tempo médio de passagem entre obstáculos DR = 0,65	to_{m1}	Tempo médio de subida	ts_m
Tempo médio de passagem entre obstáculos para DR = 1,03	to_{m2}	-	-

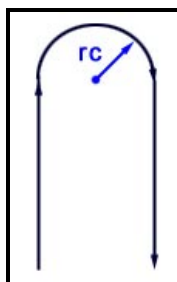



Figura 4.11 – Configuração doTeste de Velocidade em Curva.

Tabela 4.3 – Teste de Velocidade em Curva (DR = 0,65 m):

rc (m)	t_1 (s)	t_2 (s)	t_3 (s)	tc_{m1} (s)
3	3,10	3,00	2,75	2,95
5	3,58	3,84	4,18	3,86
7	4,82	4,54	4,34	4,56

Tabela 4.4 – Teste de Velocidade em Curva (DR = 1,03 m):

rc (m)	t_1 (s)	t_2 (s)	t_3 (s)	tc_{m2} (s)
3	2,66	2,69	2,72	2,69
5	3,57	3,30	3,36	3,41
7	4,37	4,41	4,28	4,35

A partir dos resultados obtidos, pode-se calcular a velocidade média em curva (Equação 4.41), em concordância com [9], as quais são mostradas na Tabela 4.5.

$$Vmc = \frac{Per}{tc_{mi}} \tag{4.41}$$

Onde:

$$Per = \pi \cdot rc$$

Tabela – 4.5 – Velocidades Médias em Curvas.

rc (m)	Per (m)	Vm_{c1} (m/s)	Vm_{c2} (m/s)
3	9,424	3,19	3,50
5	15,707	4,06	4,60
7	21,991	4,82	5,05

Como esperado quando o veículo está com as rodas traseiras na posição mais afastada (DR = 1,03 m), ele tem maior estabilidade e conseqüentemente pode fazer as curvas com maior velocidade. Apesar da diferença entre as velocidades não ser quantitativamente grande, durante os testes percebeu-se que o veículo na condição de DR = 0,65 m não apresenta a menor segurança ao condutor devido a constante tendência ao tombamento.

Figura 4.12 – Teste de Velocidade em Curvas

4.4.2 – Teste de Passagem entre Obstáculos

O teste foi executado como mostrado na Figura 4.13. Durante o teste, foram variadas as distâncias entre os cones e, conseqüentemente, o comprimento da pista, além da distância entre rodas do veículo. Os resultados estão mostrados nas Tabelas 4.6 e 4.7.

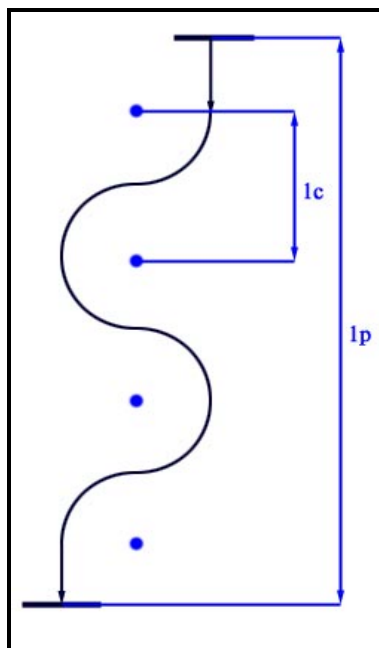



Figura 4.13 – Configuração do Teste de Passagem entre Obstáculos.

Tabela 4.6 – Teste de Passagem entre Obstáculos (DR = 0,65 m):

l_c (m)	t_1 (s)	t_2 (s)	t_3 (s)	to_{m1} (s)	l_p (m)
3	6,62	7,07	7,19	6,96	30
5	6,47	6,72	6,50	6,56	25

Tabela 4.7 – Teste de Passagem entre Obstáculos (DR = 1,03 m):

l_c (m)	t_1 (s)	t_2 (s)	t_3 (s)	tp_{m2} (s)	l_p (m)
3	6,58	6,54	6,39	6,50	30
5	5,45	5,47	5,58	5,50	25

Percebe-se que a distância entre rodas influencia nos tempos de passagem entre os obstáculos, principalmente, para a maior distância entre os cones (l_c), visto que para a menor distância entre cones (l_c) a dificuldade deixa de ser a estabilidade do veículo e passa a ser o pequeno espaço para o veículo passar, devido à maior distância entre as rodas.

Figura 4.14 – Teste de Passagem entre Obstáculos.

4.4.3 – Teste de Velocidade Média, Aceleração Média e Frenagem

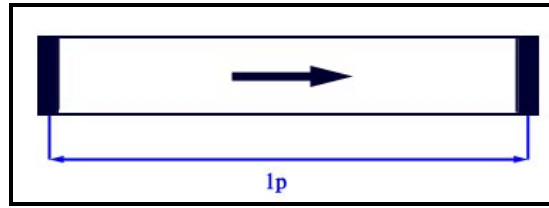



Figura 4.15 – Configuração da Pista de Testes.

Para a execução desse teste foi utilizada uma pista de 30 (trinta) metros de comprimento, conforme o esquema mostrado na Figura 4.15, a qual serviu para os 3 (três) testes. No caso do teste de velocidade média, mediu-se o tempo que o veículo levava para atravessar toda a pista com o motor a uma rotação de aproximadamente 7500 RPM, o que equivale a 93,75% da rotação máxima recomendável do motor (8000 RPM), e determinou-se a velocidade média a partir da Equação 4.42, conforme [9].

$$V_m = \frac{l_p}{t_v} \tag{4.42}$$

No teste de aceleração também mediu-se o tempo que o veículo levava para atravessar a pista, porém, neste caso, o veículo começava o teste parado no inicio da pista (v_0 = 0). Assim pode-se determinar a aceleração média do veículo através da Equação 4.43, em conformidade com [9]

$$a_m = \frac{2 \cdot l_p}{t_a^{\,2}} \tag{4.43}$$

Para o cálculo da desaceleração média, foi medida a distância que o veículo parou em relação ao início da pista (l_f) e utilizada a Equação 4.44, conforme referência [9]

$$da_m = \frac{-(V_m)^2}{2 \cdot l_f} \tag{4.44}$$

Tabela 4.8 – Resultados dos Testes de Velocidade Média, Aceleração Média e Frenagem.

Partida com v_0 = Vm	**t_1 (s)**	**t_2 (s)**	**t_3 (s)**	**tv_m (s)**
	4,29	4,72	5,13	4,71
Partida com v_0 = 0	**t_1 (s)**	**t_2 (s)**	**t_3 (s)**	**ta_m (s)**
	11,87	12,09	12,01	11,99
Frenagem (v_0 = Vm e v = 0)	**l_{f1} (m)**	**l_{f2} (m)**	**l_{f3} (m)**	**l_{fm} (m)**
	7,97	8,52	8,15	8,21

A partir dos dados dos testes, contidos na tabela acima, obtemos através das Equações 4.42, 4.43 e 4.44, os seguintes resultados:

$V_m = 6{,}36$ m/s

$a_m = 0{,}417$ m/s^2

$da_m = -2.46$ m/s^2

Figura 4.16 – Teste de Velocidade, Aceleração e Frenagem.

4.4.4 – Teste de Subida de Aclives

Este teste foi realizado em uma rampa conforme a Figura 4.17, atendendo a norma ABNT / NBR / 9050 / 1994 [2], a qual indica uma inclinação máxima de 15 graus. No nosso caso a rampa tem uma inclinação (θ) de 4,2 graus, condicionada pelo comprimento l_r = 5,50 m e altura A_r = 0,40 m.

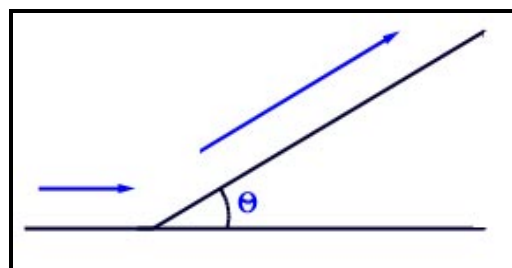



Figura 4.17 – Configuração do Teste de Subida de Aclives.

Neste caso, quando o veículo iniciava a rampa com uma velocidade $v_0 = 0$, não conseguia vencer a resistência ao aclive. Este fato ocorreu não só devido à baixa potência de seu motor, mas também devido ao deslizamento da embreagem do conjunto de transmissão, que não tem pressão suficiente para vencer a solicitação imposta. Por outro lado, quando o veículo iniciava a rampa com uma velocidade $v_0 = 6$ m/s, demorava em média 1,09 s (ts_m) para percorrer uma distância de 5,5m. Este tempo de subida equivale a uma velocidade média de 5 m/s, o que mostra então que o veículo, devido a resistência ao aclive, é desacelerado ao subir uma rampa com esta inclinação.

Figura 4.18 – Teste de Subida de Aclive.

4.5 – Resultados Obtidos

A formulação teórica apresentada e os testes executados com o veículo possibilitaram o registro de uma série de parâmetros, que são importantes para a análise de performance do veículo. Deve-se ressaltar que a carga máxima usada na geração destas informações foi de 112,5 Kg, conforme a seguir discriminada: Peso da Estrutura = 28 Kg, Peso do Motor = 12,5 Kg, Peso do Tanque e Acessórios = 2 Kg e Peso do Condutor = 70 Kg.

Em relação à determinação do Centro de Gravidade, para os três primeiros métodos descritos anteriormente, foram utilizadas as seguintes configurações:

- Config. 1 - S/ Motor, S/ Tanque e S/ Condutor;
- Config. 2 - C/ Motor, C/ Tanque e S/ Condutor;
- Config. 3 - C/ Motor, C/ Tanque e C/ Condutor.

Entretanto, para o método de determinação do C.G através do SoftWare “ANSYS 6.0” foram utilizadas somente duas configurações, ou seja, Config. 1* - Só Estrutura e Config. 2* - Estrutura com os elementos de massa.

Os resultados obtidos para as coordenadas do C.G, para cada um dos métodos e configurações utilizadas são apresentados nas Tabelas 4.9, 4.10, 4.11 e 4.12.

Tabela 4.9 – Resultados para o Método Convencional.

	Config. 1	Config. 2	Config. 3
$\bar{x}$ (m)	0,456	0,647	0,393
$\bar{y}$ (m)	0,163	0,262	0,54
$\bar{z}$ (m)	$-4{,}163 \times 10^{-3}$	$-8{,}349 \times 10^{-3}$	$-3{,}47 \times 10^{-3}$
M (Kg)	28,06	42,56	112,49

Tabela 4.10 – Resultados para o Método Experimental.

	Config. 1	Config. 2	Config. 3
$\bar{x}$ (m)	-	0,563	0,457
$\bar{y}$ (m)	-	0,148	0,53
$\bar{z}$ (m)	-	-	-
RP	-	0,447	0,551
M (Kg)	-	42,5	112,5
P1 (Kgf)	-	23,5	50,5
P2 (Kgf)	-	9,5	31
P3 (Kgf)	-	9,5	31
D (m)	-	1,019	1,019
α (Graus)	-	18	18
P1I (Kgf)	-	21,5	33,5
P2I (Kgf)	-	10,5	40,5
P3I (Kgf)	-	10,5	40,5

Tabela 4.11 – Resultados para o Método com o SoftWare “AutoCad”.

	Config. 1	Config. 2	Config. 3
$\bar{x}$ (m)	0,4562	0,646	0,392
$\bar{y}$ (m)	0,1634	0,262	0,539
$\bar{z}$ (m)	$-4{,}652 \times 10^{-3}$	$-8{,}349 \times 10^{-3}$	$-3{,}47 \times 10^{-3}$

Tabela 4.12 – Resultados para o Método com o SoftWare “ANSYS 6.0”.

	Config. 1*	Config. 2*
$\bar{x}$ (m)	0,5875	0,3735
$\bar{y}$ (m)	0,1692	0,2383
$\bar{z}$ (m)	0	0

Quanto à determinação do C.G., as diferenças entre os resultados, tomando como base àqueles obtidos a partir do Método Experimental, ocorrem devido à dificuldade de se discretizar completamente a geometria do veículo (Método Convencional) e, também, devido à consideração de um único tipo de material, com uma massa específica homogeneamente distribuída (Método com o SoftWare "AutoCad"). Os resultados obtidos pelo SoftWare "ANSYS 6.0", apesar de se considerar todos os parâmetros reais, não podem ser comparados em termos quantitativos com os do Método Experimental, devido ao fato de que no "ANSYS 6.0" foram analisados apenas os componentes com função estrutural.

A cadeira foi também submetida a um teste com uma configuração similar a mostrada na Figura 4.19, em que ela é equilibrada em um perfil triangular de aço, com objetivo de atestar os resultados obtidos experimentalmente, pelo menos, no que diz respeito à coordenada "x" do C.G.

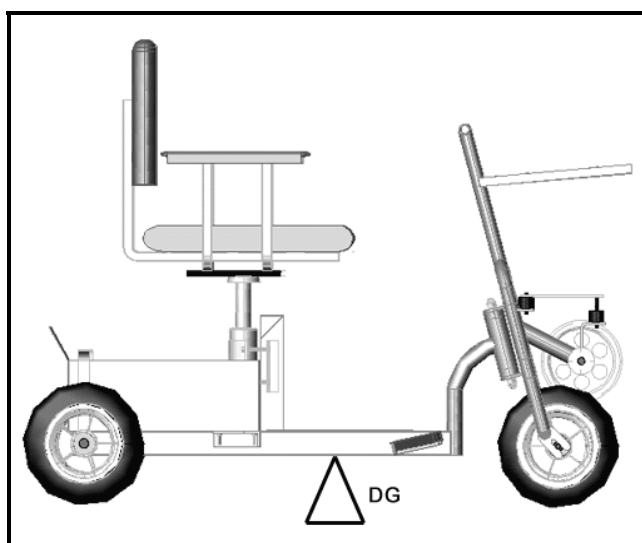



Figura 4.19 – Teste do C.G.

A posição "DG" em relação ao ponto (0,0,0) obtida foi igual a 0,56 m, para o caso do veículo sem o condutor, e 0,455 m para o caso do veículo com o condutor. Estes resultados confirmam e validam os resultados obtidos pelo Método Experimental.

Quanto as Características de Mobilidade, temos abaixo na Tabela 4.13, os resultados obtidos pelo programa contido no Anexo 4, para duas distâncias entre rodas (DR1 = 0,65 m e DR2 = 1,03 m).

Tabela 4.13 – Características de Mobilidade.

Característica de Mobilidade	DR1	DR2	Característica de Mobilidade	DR1	DR2
Q_r (em N)	12,11		V_{tomb} (em m/s)	2,545	3,1
Q_m (em W)	37,285		V_{tombi} (em m/s)	4,138	4,624
Q_s (em N)	76,985		Nr (RPM)	519,031	
Q_i (em N)	46,808		Wr (rad/s)	54,353	
Q_a (em N)	6,067		V_t (em m/s)	6,522	
b (em m)	0,171		V_r (em m/s)	6,196	
R_d (em N)	445,213		P_{roda} (em W)	925,983	
R_t (em N)	655,723		Ps (em W)	879,684	
RM_d (em N)	411,485		P_m (em W)	37,285	
RM_t (em N)	689,452		P_{cons} (em W)	118,561	
F_{max} (em N)	7501		P_c (em W)	708,406	
θ_{max} (em Graus)	13,5		P_l (em W)	589,844	
a_{max} (em m/s^2)	2,463		θ_{pos} (em Graus)	4,7	
Ff_{max} (em N)	-378,431		a_{pos} (em m/s^2)	0,792	
V_{esc} (em m/s)	6,457		Q_{max} (em N)	325,564	
V_{esci} (em m/s)	7,695		-	-	

Comparando os valores das velocidades de tombamento calculadas analiticamente, que são as maiores velocidades possíveis de se realizar uma curva para as situações apresentadas, com os valores das velocidades medidas experimentalmente para uma curva de mesmo raio (Tabela 4.5), notamos uma considerável diferença entre os mesmos. Isso se deve ao fato de que durante os testes, quando o condutor percebia que o veículo iria tombar se deslocava para o lado oposto e, inconscientemente, alterava a posição do C.G do veículo, o que possibilitava ao mesmo fazer as curvas com maior velocidade.

Quanto aos demais valores das velocidades, acelerações, etc., percebe-se uma boa concordância, mostrando que o código numérico pode ser utilizado com uma boa confiabilidade na determinação das características de mobilidade.

Novamente, confirmou-se a vantagem de se utilizar a maior distância entre rodas não só no que se refere à facilidade de movimentação e à estabilidade, mas também com relação à segurança, pois para DR = 0,65 m o veículo passa para o condutor a sensação de que a qualquer momento irá tombar, o que não acontece para DR = 1,03 m. Neste caso (DR = 1,03 m) a única desvantagem seria a dificuldade de tráfego em locais muito estreitos, mas isso pode ser resolvido, visto que há a possibilidade de variação do valor de DR.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE ESTÁTICA, MODAL E FORÇADA DO VEÍCULO CADMOT I

5.1 - Introdução

Neste capítulo tem-se como objetivo analisar através do método de elementos finitos, o comportamento da estrutura do veículo CadMot I tanto no que se refere ao comportamento estático, quanto ao comportamento modal, objetivando identificar as principais freqüências naturais e as principais formas deformadas na faixa de freqüência de interesse. Depois será realizada uma análise forçada, identificando e caracterizando o comportamento da estrutura quando submetida às excitações harmônicas. Para a execução de todas estas análises através do método de elementos finitos, foram utilizadas rotinas numéricas contidas na plataforma "ANSYS 6.0".

5.2 – O Método de Elementos Finitos

A Mecânica dos Meios Contínuos tem por preocupação básica o desenvolvimento de modelos matemáticos que possam representar adequadamente a situação física real em estudo. Porém, a aplicação de tais teorias aos casos práticos apresenta dificuldades às vezes intransponíveis, por exemplo, na análise estrutural, a perfeita representação matemática de carregamentos, geometria, condições de contorno, comportamento dos materiais, etc, em muitas situações, apresenta-se de forma complexa, havendo, assim, a necessidade de se introduzir muitas hipóteses simplificadoras no problema real, para permitir alguma forma de modelagem matemática que conduza às soluções mais simples.

Por outro lado, engenheiros têm demonstrado um interesse crescente por estudos mais precisos para a análise de sistemas. Este interesse vem unido a uma necessidade cada vez maior de se estudar o comportamento de elementos estruturais complexos, o que conduz a tratamentos analíticos mais elaborados, baseados em teorias gerais, e que são, via de regra, de soluções extremamente difíceis.

Desta forma, os engenheiros têm procurado desenvolver e/ou usar métodos aproximados que permitam aplicar os princípios daquelas teorias de forma acessível e precisa. Dentre estes métodos, os que tem sido mais utilizados são aqueles baseados na discretização do meio contínuo (a estrutura, o fluido, o gás, etc.).

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é seguramente o processo que mais tem sido usado para a discretização de meios contínuos. A sua larga utilização se deve também ao fato de poder ser aplicado, não só em problemas clássicos da mecânica estrutural elástico-linear, para os quais o método foi inicialmente desenvolvido, mas também para outros tipos de problemas tais como: Problemas Não Lineares, Estáticos ou Dinâmicos; Mecânica dos Sólidos; Mecânica dos Fluidos; Eletromagnetismo; Transmissão de Calor; Filtração de Meios Porosos; Campo Elétrico; Acústica, etc. O MEF é um procedimento numérico para resolver problemas de mecânica do contínuo com precisão aceitável para engenheiros.

Suponha-se que os deslocamentos e/ou tensões da estrutura mostrada na Figura 5.1 devam ser encontrados. Os métodos clássicos descrevem o problema com equações diferenciais parciais, porém não fornecem respostas prontas por não serem a geometria e o carregamento comuns. Na prática, muitos problemas são complicados para terem uma solução matemática fechada (algorítmo próprio para a sua solução). Nestes casos, como o da Figura 5.1, uma solução numérica é necessária, e um dos mais versáteis métodos para tal é o MEF.

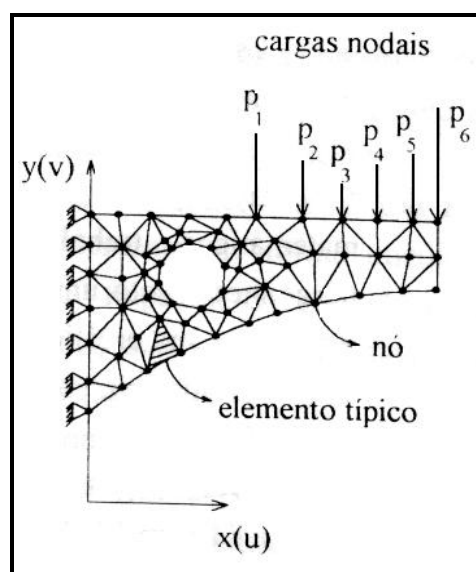
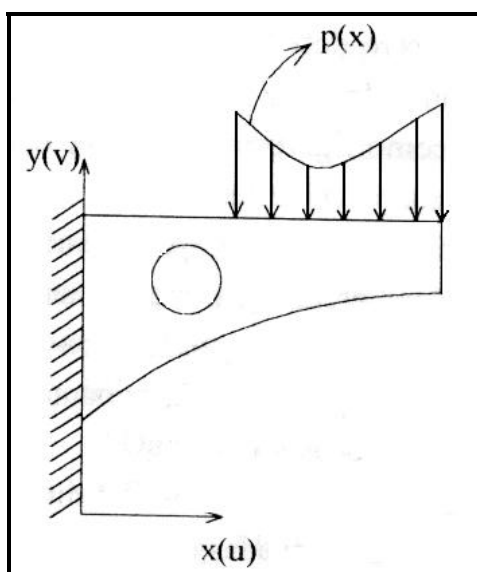



Figura 5.1 – Estrutura de Forma Arbitrária.

Figura 5.2 – Malha de Elementos Finitos.

Na Figura 5.2 é mostrada uma malha de elementos finitos possível, que representa a viga da Figura 5.1, onde as regiões triangulares são elementos finitos, e os pontos escuros são os nós, que conectam os elementos uns aos outros.

Pode-se dizer que os elementos finitos são pedaços da estrutura real, porém não se pode converter a Figura 5.1 na Figura 5.2 simplesmente fazendo cortes da estrutura em regiões e unindo as partes através de nós, pois isto resultaria em uma estrutura fragilizada.

Adicionalmente, procedendo desta forma, haveria concentrações nos nós e uma tendência a haver uma sobreposição ou separação ao longo da linha de corte entre as regiões. Na realidade, uma estrutura real não atua desta forma. Assim, os elementos finitos devem se deformar de maneira compatível, por exemplo, se uma aresta de um elemento permanece reta, as arestas dos elementos adjacentes deverão ter deformações compatíveis, sem que haja sobreposição ou separação.

A versatilidade é uma notável característica do MEF, que pode ser aplicado a vários problemas. A região sob análise pode ser constituída de elementos de diferentes tipos, formas e propriedades físicas. Esta grande versatilidade pode, muitas vezes, ser colocada num programa computacional simples, desde que se controle a seleção do tipo de problema a abordar, especificando geometria, condições de contorno, seleção dos elementos, etc.

Outra característica do método (e uma das suas grandes vantagens) é a semelhança física entre a malha e a estrutura real. Assim, o modelo, ou seja, a malha, não é uma abstração matemática difícil de ser visualizada.

Apesar das suas vantagens, o MEF também tem as suas desvantagens. Um resultado numérico específico sempre é obtido para um conjunto de dados que tentam representar um sistema, nem sempre existindo uma fórmula fechada que permita a verificação destes resultados. Um programa e um computador confiáveis são essenciais; experiência e bom senso de engenharia são necessários para se construir uma boa malha; muitos dados de entrada geralmente são necessários e um volumoso conjunto de dados de saída deve ser adequadamente interpretado. Entretanto, estes obstáculos não são únicos do MEF, já que muitos deles também estão presentes em outros métodos de solução.

5.3 – Análises Numéricas

5.3.1 – Análise Estática

Como forma de possibilitar uma melhor compreensão a respeito do procedimento seguido para a resolução de problemas estáticos através do Método de Elementos Finitos, apresenta-se um exemplo em que utilizou-se o elemento mais simples da teoria de elementos finitos: o elemento de barra.

Considere uma barra de comprimento L e área de seção transversal A, engastada e submetida à ação de uma carga axial P, conforme mostra a Figura 5.3.

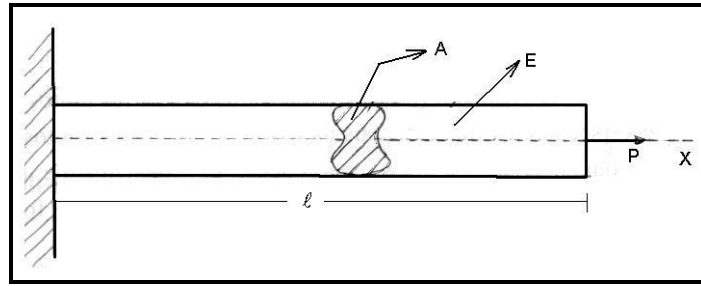



Figura 5.3 - Barra sob Tração.

A barra é constituída de uma material isotrópico, homogêneo e linear. Deseja-se estudar esta estrutura simples usando um processo de discretização, que pode ser o Método de Elementos Finitos. Para tal, a barra da Figura 5.3 é modelada do modo apresentado na Figura 5.4, em que são utilizados "pedaços" da barra, ou seja, elementos de barra.

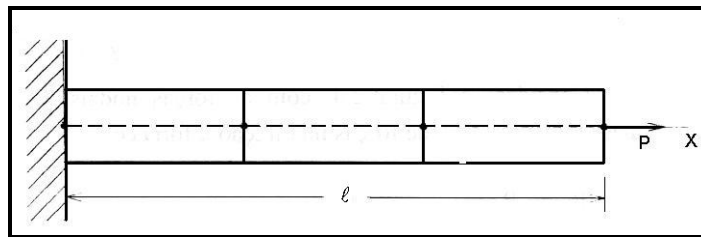



Figura 5.4 - Barra sob Tração Discretizada.

O elemento de barra usado tem dois nós (1 e 2), área de seção transversal A, comprimento L e dois graus de liberdade $u1$ e $u2$ (aos quais poderiam ser associadas forças nodais $P1$ e $P2$, respectivamente). Este elemento é mostrado na Figura 5.5 de duas maneiras. A primeira apresenta o elemento do modo como foi mostrado na discretização da barra sob tração, e a segunda apresenta a maneira mais comum de se representar o elemento de barra de dois nós, uma vez que o comportamento da barra é representado pelo comportamento de sua linha centroidal.

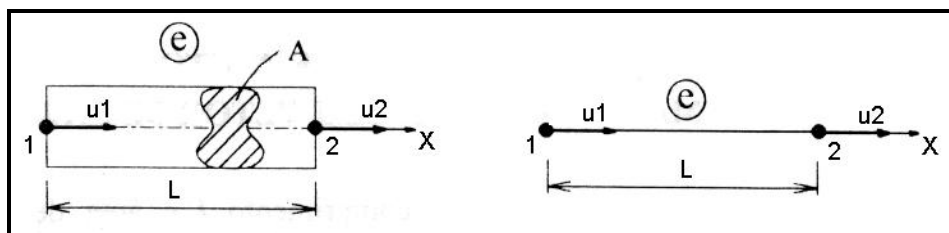



Figura 5.5 - Elemento de Barra.

Este elemento, o mais simples dos elementos finitos, será usado para ilustrar diversos pontos fundamentais da teoria de elementos finitos. Os conceitos de equilíbrio serão usados para a obtenção das equações referentes a este elemento; esta formulação é chamada de formulação direta.

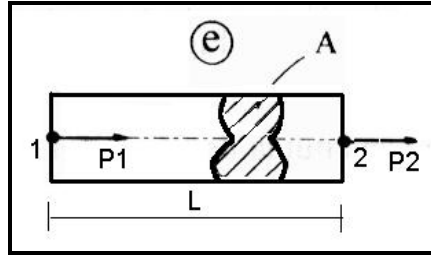



Figura 5.6 - Forças Nodais do Elemento de Barra.

Considere a Figura 5.6, com as forças nodais do elemento de barra. A equação de equilíbrio de forças na direção x, fornece:

$$P_2 = -P_1 \tag{5.1}$$

O estudo de barras sob carregamento axial realizado em Resistência dos Materiais mostra que a equação constitutiva (equação tensão-deformação), para este caso, é a lei de Hooke para tensões na sua forma mais simples (unidimensional), isto é:

$$\sigma_x = E \cdot \varepsilon_x \tag{5.2}$$

onde σ_x é a tensão normal, E é o módulo de elasticidade e ε_x é a deformação axial, que é dada em função do deslocamento axial $u(x)$ ao longo do elemento por:

$$\varepsilon_x = \frac{du(x)}{dx} \tag{5.3}$$

A Equação 5.3, que representa a relação deformação-deslocamento, pode ser rescrita, considerando que a deformação ε_x é constante ao longo do elemento, como:

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta L}{L} \tag{5.4}$$

onde ΔL é a variação do comprimento do elemento, devido à ação das forças nodais. Utilizando a definição dos deslocamentos nodais (graus de liberdade) u_1 e u_2, pode-se escrever a equação deformação-deslocamento em termos das variáveis nodais, isto é:

$$\varepsilon_x = \frac{u_2 - u_1}{L} \tag{5.5}$$

Note que, para um elemento de área de seção transversal constante esta expressão é exata, o que implica que a tensão também é constante ao longo do elemento.

Considerando o equilíbrio nos nós 1 e 2, com auxílio da Figura 5.7, obtém-se, respectivamente:

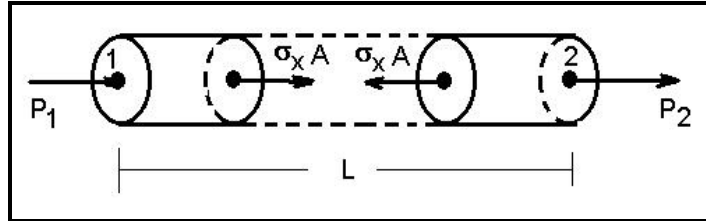



Figura 5.7 - Equilíbrio dos Nós.

$$P_1 = -\sigma_x A \tag{5.6}$$

$$P_2 = \sigma_x A \tag{5.7}$$

A substituição da Equação 5.2 nas Equações 5.6 e 5.7, e a subseqüente substituição da Equação 5.5 nas expressões obtidas leva às equações:

$$P_1 = -\frac{EA}{L}(u_2 - u_1) \tag{5.8}$$

$$P_2 = \frac{EA}{L}(u_2 - u_1) \tag{5.9}$$

que podem ser escritas na forma matricial como:

$$\frac{EA}{L}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} \tag{5.10}$$

Esta é a equação do elemento de barra, na forma de equação fundamental de elementos finitos, ou seja, a equação carregamento - deformações.

A matriz obtida

$$\left[K^e\right] = \frac{EA}{L}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{5.11}$$

é denominada de *matriz de rigidez* do elemento de barra. O vetor

$$\left\{P^e\right\} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} \tag{5.12}$$

é denominado de *vetor de carga* do elemento de barra. A Equação 5.10 pode ser escrita como:

$$\left[K^e\right]\left\{u^e\right\} = \left\{P^e\right\} \tag{5.13}$$

onde $\{u^e\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}$ é o vetor dos deslocamentos nodais.

Após obtidas as equações para o elemento de barra, retoma-se o problema da estrutura global, isto é, a barra tracionada, discretizada, da Figura 5.4. Para representar esta estrutura modelada por elementos de barra, necessita-se superpor os três elementos usados na discretização (considerar os três elementos em conjunto). O processo de superposição de elementos finitos é direto e o meio de visualizá-lo é considerar os três elementos de barra separadamente, e então uni-los.

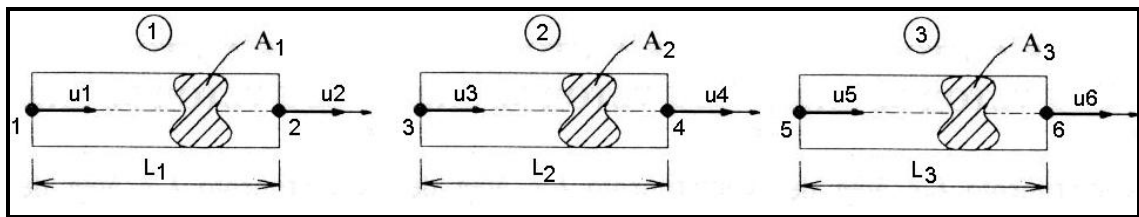



Figura 5.8 - Os Três Elementos de Barra Usados na Discretização da Barra sob Tração.

As equações equivalentes à Equação 5.10 para cada um dos elementos de barra são:

$$\frac{E_1 A_1}{L_1}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} \tag{5.14}$$

$$\frac{E_2 A_2}{L_2}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_3 \\ P_4 \end{Bmatrix} \tag{5.15}$$

$$\frac{E_3 A_3}{L_3}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_5 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_5 \\ P_6 \end{Bmatrix} \tag{5.16}$$

Para superpor estas equações, cria-se uma matriz grande o suficiente para que cada elemento possa ser "inserido" nela. Como após a superposição $u_3 = u_2$ e $u_4 = u_5$, existirão apenas quatro deslocamentos nodais independentes. Então escreve-se:

$$\begin{Bmatrix} \\ \\ \\ \\ \end{Bmatrix}_{4x1} = \begin{bmatrix} & & & \\ & & & \\ & & & \\ & & & \end{bmatrix}_{4x4} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix}_{4x1} \tag{5.17}$$

que é a forma lógica para a matriz que representa o sistema superposto. Usando esta forma tem-se, para o primeiro elemento

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_{4x1} = \frac{E_1 A_1}{L_1} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{4x4} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix}_{4x1} \quad (5.18)$$

para o segundo elemento

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ P_3 \\ P_4 \\ 0 \end{Bmatrix}_{4x1} = \frac{E_2 A_2}{L_2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}_{4x4} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix}_{4x1} \quad (5.19)$$

e para o terceiro elemento

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ P_5 \\ P_6 \end{Bmatrix}_{4x1} = \frac{E_3 A_3}{L_3} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}_{4x4} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix}_{4x1} \quad (5.20)$$

Adicionando as equações (5.18), (5.19) e (5.20), obtém-se a equação representando os três elementos superpostos, ou seja, a equação de elementos finitos para a barra sob tração modelada por três elementos de barra, isto é:

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 + P_3 \\ P_4 + P_5 \\ P_6 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_1 A_1}{L_1} & -\frac{E_1 A_1}{L_1} & 0 & 0 \\ -\frac{E_1 A_1}{L_1} & \frac{E_1 A_1}{L_1} + \frac{E_2 A_2}{L_2} & -\frac{E_2 A_2}{L_2} & 0 \\ 0 & -\frac{E_2 A_2}{L_2} & \frac{E_2 A_2}{L_2} + \frac{E_3 A_3}{L_3} & -\frac{E_3 A_3}{L_3} \\ 0 & 0 & -\frac{E_3 A_3}{L_3} & \frac{E_3 A_3}{L3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix} \quad (5.21)$$

A matriz obtida

$$\left[K^G\right] = \begin{bmatrix} \frac{E_1 A_1}{L_1} & -\frac{E_1 A_1}{L_1} & 0 & 0 \\ -\frac{E_1 A_1}{L_1} & \frac{E_1 A_1}{L_1} + \frac{E_2 A_2}{L_2} & -\frac{E_2 A_2}{L_2} & 0 \\ 0 & -\frac{E_2 A_2}{L_2} & \frac{E_2 A_2}{L_2} + \frac{E_3 A_3}{L_3} & -\frac{E_3 A_3}{L_3} \\ 0 & 0 & -\frac{E_3 A_3}{L_3} & \frac{E_3 A_3}{L_3} \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

é denominada de *matriz de rigidez global* de uma estrutura ou de uma combinação de elementos. O vetor

$$\{P^G\} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 + P_3 \\ P_4 + P_5 \\ P_6 \end{Bmatrix} \tag{5.23}$$

é denominado de vetor carga da estrutura. O vetor $\{u^G\}$ é o vetor global de deslocamentos nodais ou vetor solução do problema.

Para o caso particular em que a barra sob tração foi discretizada por elementos iguais, ou seja, com a mesma área de seção transversal, o mesmo comprimento e o mesmo material, a matriz de rigidez global pode ser escrita como:

$$[K^G] = \frac{EA}{L}\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{5.24}$$

onde pode-se notar, similarmente ao observado na Equação 5.22, que a matriz obtida é simétrica e apresenta valores não nulos apenas na diagonal principal e nas diagonais adjacentes a esta, caracterizando o que se chama de matriz banda. Estas duas propriedades facilitam a solução do sistema de equações simultâneas, representado pela Equação 5.21.

Ao analisar a estrutura discretizada, vê-se que na ausência de forças distribuídas ao longo dos elementos e interpretando as forças nodais como carregamentos concentrados aplicados ao modelo global, as forças nodais P_1, P_2, P_3, P_4 e P_5 são nulas. A única força não nula é P_6, cujo valor é tomado como o da carga aplicada P. Assim, para o caso em que a barra é discretizada usando-se elementos iguais, a equação de elementos finitos (Equação 5.21) é escrita como:

$$\frac{EA}{L}\begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{Bmatrix} \tag{5.25}$$

O sistema representado pela Equação 5.25 ainda não pode ser resolvido, pois a matriz de rigidez global é singular. Esta característica é comum a todas as matrizes globais obtidas pelo processo de superposição de matrizes de rigidez de elementos finitos.

Fisicamente, a razão para tal é o fato de não ter sido imposto ao modelo a sua vinculação, ou seja, é como se a barra sob tração estivesse livre no espaço. Portanto, é necessário impor condições de contorno sobre o sistema representado pela Equação 5.25 para possibilitar a solução do mesmo.

A partir da equação matricial (Equação 5.25), que é a equação de elementos finitos para a estrutura discretizada da Figura 5.4, usando-se elementos de características iguais e escrevendo cada equação separadamente, tem-se:

$$\begin{aligned} & u_1 - u_2 = 0 \\ & -u_1 + 2u_2 - u_4 = 0 \\ & -u_2 + 2u_4 - u_6 = 0 \\ & -u_4 + u_6 = \frac{PL}{EA} \end{aligned} \tag{5.26}$$

Como a barra sob tração está engastada no seu extremo esquerdo, o deslocamento do nó 1 deve ser zero, ou seja $u_1 = 0$, e o sistema acima é reescrito como:

$$\begin{aligned} & u_1 = 0 \\ & 2u_2 - u_4 = 0 \\ & -u_2 + 2u_4 - u_6 = 0 \\ & -u_4 + u_6 = \frac{PL}{EA} \end{aligned} \tag{5.27}$$

Escrevendo o conjunto de Equações 5.27, na forma matricial temos:

$$\frac{EA}{L}\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & -1 & 0 \\ 0 & -1 & 2 & -1 \\ 0 & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ P \end{Bmatrix} \tag{5.28}$$

A Equação 5.28 representa a equação de elementos finitos para a barra sob tração discretizada, usando-se elementos iguais e com condições de contorno impostas ao sistema de equações. Como u_1 é conhecido, ou seja, $u_1 = 0$, a primeira equação pode ser descartada e o sistema de Equações 5.28 pode ser escrito como:

$$\frac{EA}{L}\begin{bmatrix} 2 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ P \end{Bmatrix} \tag{5.29}$$

Escrevendo cada equação separadamente:

$$u_4 = 2u_2$$

$$-u_2 + 2u_4 - u_6 = 0 \quad \therefore \quad u_6 = 3u_2 \tag{5.30}$$

$$-u_4 + u_6 = \frac{PL}{EA} \quad \therefore \quad u_2 = \frac{PL}{EA}$$

e, então, a solução do sistema de Equações 5.28 é:

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_4 \\ u_6 \end{Bmatrix} = \frac{PL}{EA} \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \\ 2 \\ 3 \end{Bmatrix} \tag{5.31}$$

A Equação 5.31 fornece o vetor global dos deslocamentos nodais para uma barra de comprimento ℓ e área da seção transversal *A*, constituída de um material isotrópico, homogêneo e linear (módulo de elasticidade *E*), submetida à tração por uma força *P*. esta barra foi discretizada usando-se três elementos de barra iguais, de comprimento *L* e área de seção transversal *A*.

O procedimento exemplificado para o elemento de barra é válido para qualquer outro tipo de elemento finito. Entretanto, cada tipo de elemento tem uma matriz de rigidez $\lfloor K^e \rfloor$ particular.

O vetor global de deslocamentos nodais $\{u^G\}$ é o resultado primário obtido pelo Método de Elementos Finitos. A partir deste vetor, podem ser calculados, no entanto, vários outros resultados. No caso da análise estrutural, um resultado bastante significativo é a distribuição de tensões ao longo da estrutura analisada.

Em síntese, o cálculo das tensões em um nó da malha de elementos finitos considerada pode ser feito por meio da equação:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \tag{5.32}$$

onde $[D]$ é a *matriz de elasticidade*, obtida a partir das propriedades geométricas do tipo de elemento utilizado e das propriedades mecânicas do material considerado e $\{\varepsilon\}$ é o *vetor de deformações*, que é obtido a partir do vetor de deslocamento nodal $\{u\}$, pela relação:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u\} \tag{5.33}$$

onde $[B]$ é a *matriz deformação-deslocamento*, obtida a partir das funções de forma do elemento utilizado.

Assim, o vetor $\{\sigma\}$ encontrado permite definir o *estado cúbico de tensões* em cada nó, que é representado na Figura 5.9.

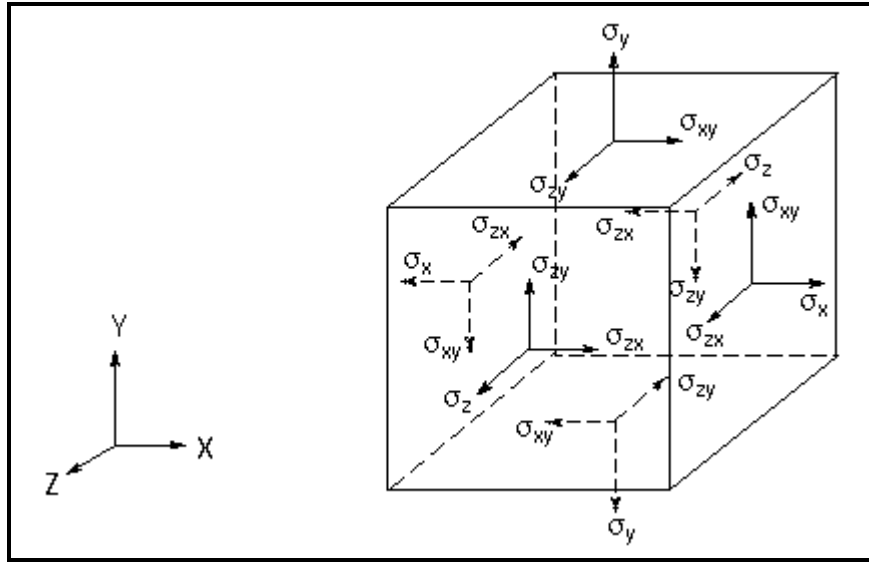



Figura 5.9 - Estado Cúbico de Tensões.

Este estado cúbico de tensões pode ser representado através de três tensões, chamadas *tensões principais*, que são as raízes da equação cúbica na variável σ_0.

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0 \tag{5.34}$$

As três tensões principais são escritas como σ_1, σ_2 e σ_3, de modo que σ_1 é a tensão positiva de maior módulo e σ_3 a tensão negativa de maior módulo.

O critério de *von Mises* sugere que o valor da tensão equivalente para o estado cúbico de tensões em cada nó, pode ser calculado por:

$$\sigma_{eqv} = \left(\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] \right)^{\frac{1}{2}} \tag{5.35}$$

Dessa forma, através do cálculo do valor de tensão equivalente em cada nó da estrutura discretizada obtém-se uma distribuição de tensões ao longo da estrutura.

5.3.2 - Análise Modal e Análise Harmônica

A formulação matemática, dos elementos que compõem o veículo, tem por base o uso do software comercial "ANSYS 6.0" de elementos finitos, de tal modo que as

características geométricas e estruturais de cada um desses elementos são representadas por elementos finitos disponíveis na biblioteca de elemento do "ANSYS 6.0". A equação que governa o movimento vibratório do sistema pode ser dada na forma matricial como:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{F} \tag{5.36}$$

onde **M**, **C** e **K** são, respectivamente, as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema, e **q** e **F** são definidos, respectivamente, como os vetores de deslocamento e carga aplicada generalizados.

Para melhor ilustrar o caso, utiliza-se como exemplo o elemento "BEAM4" de viga ao qual as matrizes de rigidez $\mathbf{K}^{(j)}$ e de massa $\mathbf{M}^{(j)}$, para o j-ésimo elemento, são dadas por:

$$\mathbf{K}^{(j)} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \quad dV \tag{5.37}$$

$$\mathbf{M}^{(j)} = \int_V \mathbf{H}^T \rho \mathbf{H} \quad dV \tag{5.38}$$

onde ρ é a massa específica do material; **H** é a matriz de funções de forma; **B** é a matriz de derivadas das funções de forma; **D** é a matriz de elasticidade do elemento.

5.3.2.1 - Análise Modal

A representação de uma estrutura contínua por elementos finitos leva a um sistema de **n** equações diferenciais de segunda ordem, que geralmente apresentam acoplamento dinâmico e estático, através dos termos de massa e rigidez respectivamente, cuja representação é dada pela Equação 5.36. Na análise modal, tendo por base a determinação dos modos reais, a matriz de amortecimento e o vetor de forças são feitos nulos e a Equação 5.36 passa a ser escrita como:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{0} \tag{5.39}$$

onde as matrizes de massa e rigidez são montadas tendo por base as matrizes dos elementos individuais.

Assumindo que a resposta de deslocamento é harmônica, $\mathbf{q}(t) = \mathbf{q}(\omega)e^{i\omega t}$, então o problema de autovalor estrutural pode ser escrito na forma:

$$\mathbf{K}\phi_j = \lambda_j \mathbf{M}\phi_j \quad \text{com} \quad j = 1, \cdots, n \tag{5.40}$$

onde $\lambda_j = \omega_j^2$ é o j-ésimo autovalor e ϕ_j é o j-ésimo autovetor, que podem ser, respectivamente, interpretados como o quadrado da freqüência natural de vibração e sua forma modal correspondente.

A análise modal, desenvolvida no "ANSYS 6.0", tendo por base o algoritmo de extração modal de Block Lanczos, forneceu os valores de freqüência natural apresentados adiante.

5.3.2.2 – Análise Forçada

A análise de vibrações forçadas, a ser aqui utilizada, é feita através da análise harmônica, que é uma técnica usada para determinar a resposta forçada de uma estrutura para cargas que apresentam uma variação temporal harmônica. Esta técnica de análise permite que sejam calculadas apenas as vibrações forçadas em regime permanente, não sendo possível a determinação das características da vibração transiente, ou seja, aquela que ocorre no início da excitação.

Embora estejam disponíveis três métodos de solução, que podem ser empregados em uma análise harmônica, o método escolhido foi o método da Superposição de Efeitos. Neste método, as freqüências naturais e formas modais, obtidas na análise modal, são usadas com o objetivo de caracterizar a resposta dinâmica da estrutura. Assim, definindo um conjunto de coordenadas modais y_i, tal que:

$$\mathbf{q} = \sum_{i=1}^{n} \phi_i y_i \tag{5.41}$$

onde ϕ_i é a forma modal, correspondente ao i-ésimo modo de vibração, e n o número de modos usados. Substituindo a Equação 4.41 na Equação 5.39 e usando-se a condição de ortogonalidade dos modos de vibração ($\phi_j^T.\mathbf{M}.\phi_i = 0$ e $\phi_j^T.\mathbf{K}.\phi_i = 0$ para $i \neq j$), bem como a

hipótese de amortecimento de Rayleigh ($\phi_j^T \mathbf{C}.\phi_i = 0$ para $i \neq j$), é possível obter-se o seguinte conjunto de n equações desacopladas:

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j \omega_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j \qquad \text{com} \qquad f_j = \phi_j^T \mathbf{F} \tag{5.42}$$

A vantagem da obtenção de um sistema de equações desacopladas é que toda a álgebra computacional de matriz já foi feita na fase de análise modal e, nesta etapa de solução, o processo de cálculo é muito rápido. Assumindo excitação harmônica, f_j tem a seguinte forma:

$$f_j = f_{jc} e^{i\Omega t} \tag{5.43}$$

onde f_{jc} é a amplitude complexa de f_j e Ω a freqüência de excitação. Assim, para que a Equação 5.42 seja verdadeira para qualquer tempo t, y_j deve ter uma forma similar a fj, ou seja:

$$y_j = y_{jc} e^{i\Omega t} \tag{5.44}$$

onde y_{jc} é a amplitude complexa da coordenada modal para o modo j dada por:

$$y_{jc} = \frac{f_{jc}}{(\omega_j^2 - \Omega^2) + i(2\omega_j \Omega \xi_j)} \tag{5.45}$$

A contribuição de cada modo para a vibração forçada é dada por:

$$\mathbf{B}_j = \phi_j y_{jc} \tag{5.46}$$

e os deslocamentos complexos, referentes a vibração forçada, são obtidos da Equação 5.47 como:

$$\mathbf{q}_c = \sum_{j=1}^{n} \mathbf{B}_j \tag{5.47}$$

5.4 – A Análise do Veículo no SoftWare "ANSYS 6.0"

Conforme já comentado, a solução encontrada pelo Método de Elementos Finitos será tanto mais exata quanto menores forem os elementos considerados, o que significa que a estrutura em estudo deve ser divida em uma grande quantidade de elementos finitos. Porém, quanto maior a quantidade de elementos, maior também será a equação global do sistema, de modo que sua resolução sem auxílio computacional torna-se praticamente impossível.

Atualmente, uma grande quantidade de softwares específicos para a resolução de problemas de engenharia através do Método de Elementos Finitos, são comercializados. São programas com potente capacidade de cálculo e expressivas bibliotecas de elementos dos mais diversos tipos para as mais diversas aplicações. Entre estes softwares, o "ANSYS 6.0" merece destaque por sua grande difusão e utilização a nível internacional, e será o programa utilizado para a análise da estrutura do veículo CadMot I.

Como em qualquer outro programa para resolução de problemas através do Método de Elementos Finitos, o procedimento de análise no "ANSYS 6.0" é basicamente dividido em 3 (três) etapas: pré-processamento; solução e pós-processamento. O pré-processamento é a etapa em que o programa "recebe" do usuário uma série de informações necessárias à solução do problema, como o desenho geométrico da estrutura em estudo, a escolha do(s) tipo(s) de elemento a ser(em) utilizado(s), acompanhado(s) de algumas de suas propriedades físicas, o tamanho ou a quantidade de elementos utilizados na discretização. Nesta etapa, é feita a discretização da estrutura em elementos finitos, também chamada de malhagem da estrutura.

Na fase de solução, são introduzidas as chamadas condições de contorno do problema, que no caso de problemas estruturais são, por exemplo, os valores de forças aplicadas e as restrições de deslocamentos em determinados nós. Em seguida, o "ANSYS 6.0" resolve, de acordo com as informações inseridas na fase de pré-processamento e com as condições de contorno, a equação matricial global do sistema. E na etapa de pós-processamento, a solução obtida pode ser analisada de diversas maneiras, uma vez que o programa fornece muitas possibilidades de exibição dos resultados.

Para o caso da realização das análises mencionadas anteriormente, no SoftWare "ANSYS 6.0", a primeira etapa consiste em definir as características físicas e geométricas do objeto em questão, no caso o veículo. Primeiramente são definidos os tipos de elementos que serão utilizados na análise e construção do modelo que representa o veículo, definindo consecutivamente as suas constantes reais. Neste caso foram utilizados os seguintes elementos com suas respectivas constantes reais, como mostrado nas Tabelas 5.1 até 5.5.

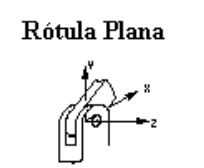
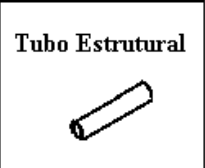
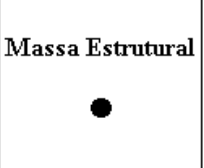
Tabela 5.1 – Tipos de Elementos Utilizados.

Elemento	Descrição	Elemento	Descrição
Viga Estrutural BEAM4 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Elemento uniaxial com seis graus de liberdade, podendo ser submetido a esforços de tração, compressão, torção e flexão.	Rótula Plana COMBIN7 5 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Funciona como uma rótula ou pino tridimensional que tem a capacidade de unir duas ou mais partes da estrutura que tem elementos em comum.
Tubo Estrutural PIPE16 2 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Elemento uniaxial com seis graus de liberdade, podendo ser submetido a esforços de tração, compressão, torção e flexão.	Massa Estrutural MASS21 1 node 3-D space DOF: UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ	Elemento pontual de massa com seis graus de liberdade, podendo admitir propriedades de inércia diferentes para cada direção.

Tabela 5.2 – Constantes Reais do Elemento "BEAM4".

Nº da Constante Real	Aplicação	Área	IZZ (m^4)	IYY (m^4)	TKZ (m)	TKY (m)
1	Metalon	$0{,}304 \times 10^{-3}$	$1{,}016 \times 10^{-7}$	$4{,}51 \times 10^{-8}$	0,05	0,03
2	Conexão	$0{,}258 \times 10^{-3}$	$7{,}74 \times 10^{-10}$	$4{,}77 \times 10^{-7}$	0,006	0,043
3	Chapa / Garfo	$0{,}127 \times 10^{-3}$	$2{,}64 \times 10^{-10}$	$6{,}82 \times 10^{-9}$	0,005	0,0254

Tabela 5.3 – Constantes Reais do Elemento "PIPE16".

Nº da Constante Real	Aplicação	OD (m)	TKWALL (m)
4	Tubo / Eixos	0,034	0,002
5	Tubo Conexão	0,043	0,003
6	Tubo Garfo	0,028	0,002
7	Volante	0,0222	0,002

Tabela 5.4 – Constantes Reais do Elemento "COMBIN7".

Nº da Constante Real	Aplicação	K1 (N/m)	K2 (N/m)
8	Conexão Móvel	1.000.000.000	1.000.000.000

Tabela 5.5 – Constantes Reais do Elemento "MASS21".

Nº da Constante Real	Aplicação	MASS (Kg)
9	Condutor	23,333
10	Tanque	0,5
11	Motor	4,16

Definidos os elementos e as constantes reais, o próximo passo é definir as propriedades dos materiais utilizados no modelo, Para o nosso caso foi utilizado apenas um tipo de material com as características mostradas na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Propriedades do Aço.

Nº do Material	Material	E (Pa)	DENS (Kg/m^3)	NUXY
1	Aço 1020	210 x10^9	7.800	0,3

Definidas todas as características físicas do modelo, o próximo passo é a construção do mesmo (geometria). O modelo escolhido foi um modelo 3D, porém representado por linhas, como mostrado na Figura 5.10.

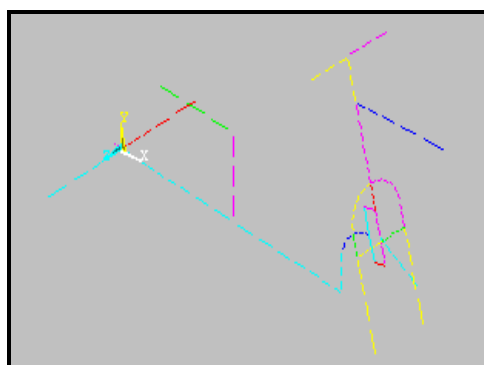



Figura 5.10 – Modelo Geométrico.

Construída a geometria, passa-se para a fase de "malhagem" da estrutura. Nesta fase é necessário definir para cada linha (componente geométrico do modelo) um elemento (Tabela 5.1) e uma constante real. Neste caso cabe ressaltar que o elemento "COMBIN7" foi utilizado na união da estrutura do volante com a estrutura principal (chassis), para considerar o fato de que naquele ponto a união é móvel (pode rotacionar em torno do eixo que fixa os dois componentes) e não rígida.

Foi também utilizado o elemento "MASS21", com a função de reproduzir a influência das massas do condutor, do tanque e do motor na estrutura do veículo. Definidos os elementos e as constantes reais, defini-se o numero de elementos que se deseja utilizar em cada linha e executa-se a "malhagem" (Figura 5.11), podendo-se então passar para a próxima etapa.

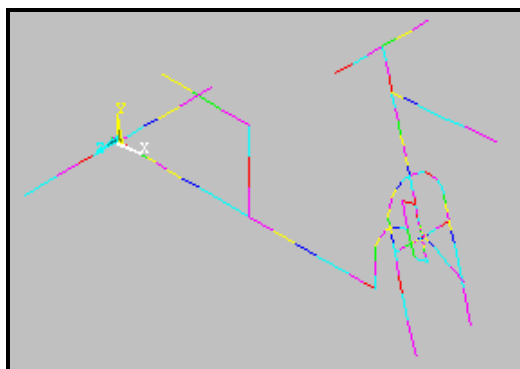



Figura 5.11 – Malha do Veículo CadMot I.

A segunda etapa é iniciada com a definição das restrições que serão adotadas no modelo. Para o nosso caso foi adotado apenas a condição de deslocamentos nulos na direção "y" para os pontos de apoio da estrutura que estão localizados no local de apoio dos eixos das rodas (Figura 5.12).

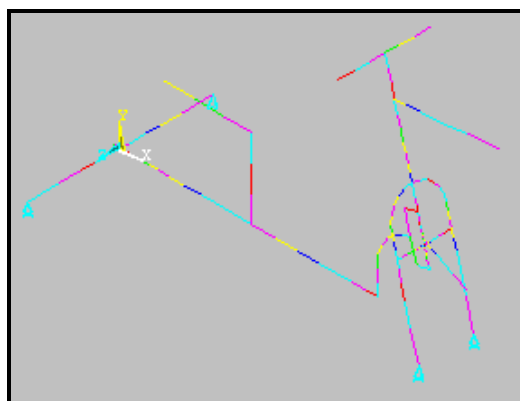



Figura 5.12 – Restrições Utilizadas na Análise Numérica.

Para a análise estática, foi definido o carregamento no ponto de apoio do assento, do tanque e do motor, em forma de uma força na direção e sentido contrário ao eixo "y", com valores referentes aos seus pesos de 686,7, 19,62 e 122,625 Kg, respectivamente. Foi então definido o tipo de análise (análise estática) e solicitado ao programa à solução.

Para a análise modal foi apenas escolhido o método de solução a ser utilizado pelo "ANSYS 6.0" (Block Lanczos), o numero de modos que se deseja extrair como solução (16 p/ Caso 1 e 24 p/ Caso 2), a faixa de freqüência a ser analisada (0 a 300 Hz) e solicitado ao programa a solução.

Para o caso da análise forçada, foi escolhido o método de solução (Superposição Modal), a faixa de freqüência que se deseja analisar, juntamente com o numero de modos que serão analisados neste intervalo, e foi aplicada uma carga nos pontos de apoio do motor simulando as excitações provocadas pelo mesmo. Como a força que excita o motor está dividida em duas forças harmônicas (primária e secundária), como mostrado no Capítulo 3, foi realizada uma análise independente para cada força (primária e secundária) na sua respectiva freqüência, como mostrado na Tabela 5.7, visto que o efeito resultante na estrutura pode ser obtido pela superposição dos efeitos de ambas as forças isoladamente.

Tabela 5.7 – Valores das Forças Primária e Secundária.

Ponto	Freqüência (rad/s)		Freqüência (Hz)		F_i (N)	F_{ii} (N)
	W	2W	W	2W		
1	418	836	66,66	133,05	292,57	78,29
2	628	1256	99,94	199,89	660,38	176,72
3	838	1676	133,37	266,74	1176,0	314,67

Obtidas as soluções, para cada análise em questão, pode-se iniciar a terceira e ultima etapa, a do pós-processamento. Esta é a etapa onde se observa em formas de telas gráficas, tabelas, gráficos, etc, os resultados calculados na etapa anterior. Para o caso da análise estática tem-se como objetivo observar a distribuição de tensões e as deformações nas direções "x", "y" e "z" e, para a análise modal, os parâmetros de interesse são as freqüências naturais e as formas deformadas. Para o caso da análise forçada foram obtidas as formas deformadas e a distribuição de tensões referentes as principais freqüências de excitação.

5.5 – Resultados da Análise Estática

Abaixo são mostrados os resultados obtidos para a análise estática realizada no veículo CadMot I.

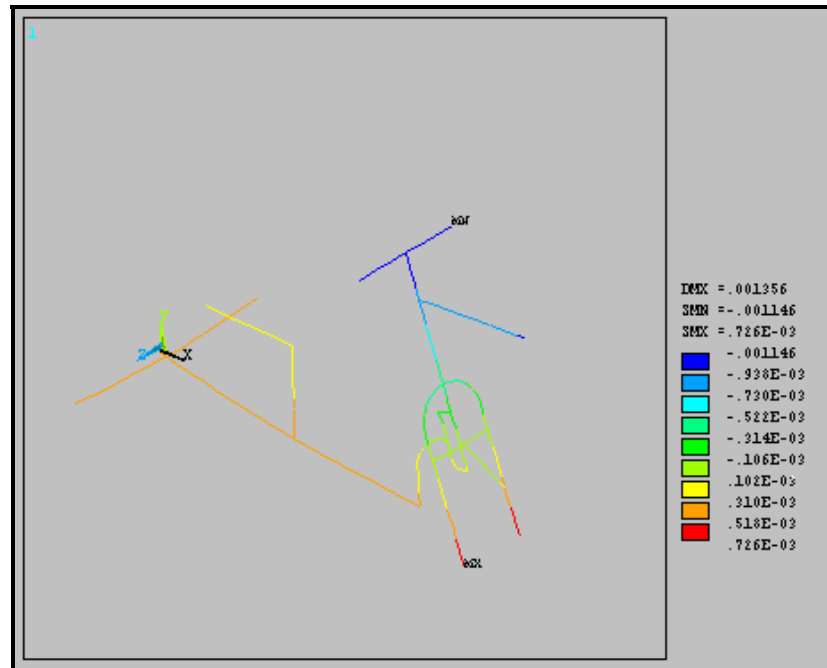



Figura 5.13 – Deformações em "x".

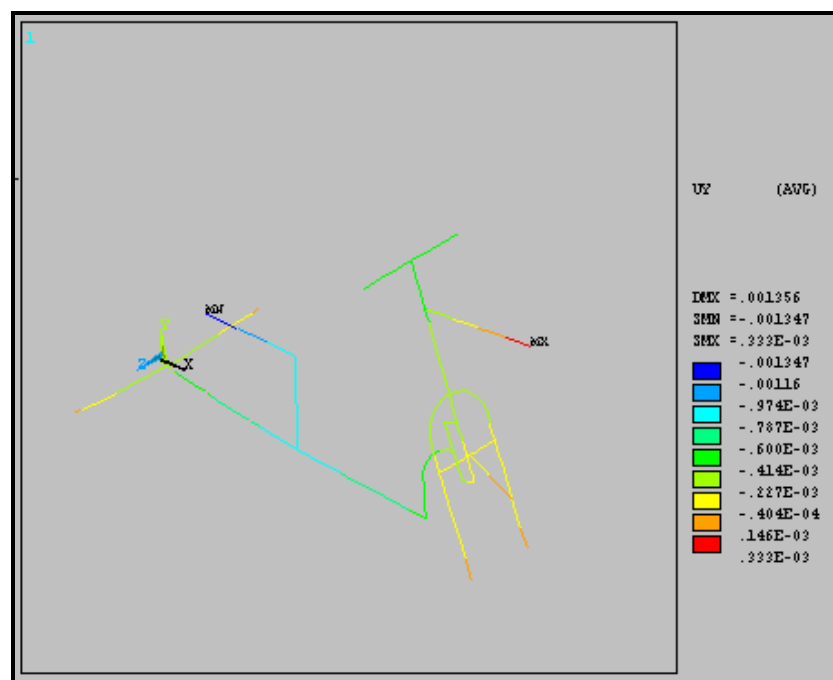



Figura 5.14 – Deformações em "y".

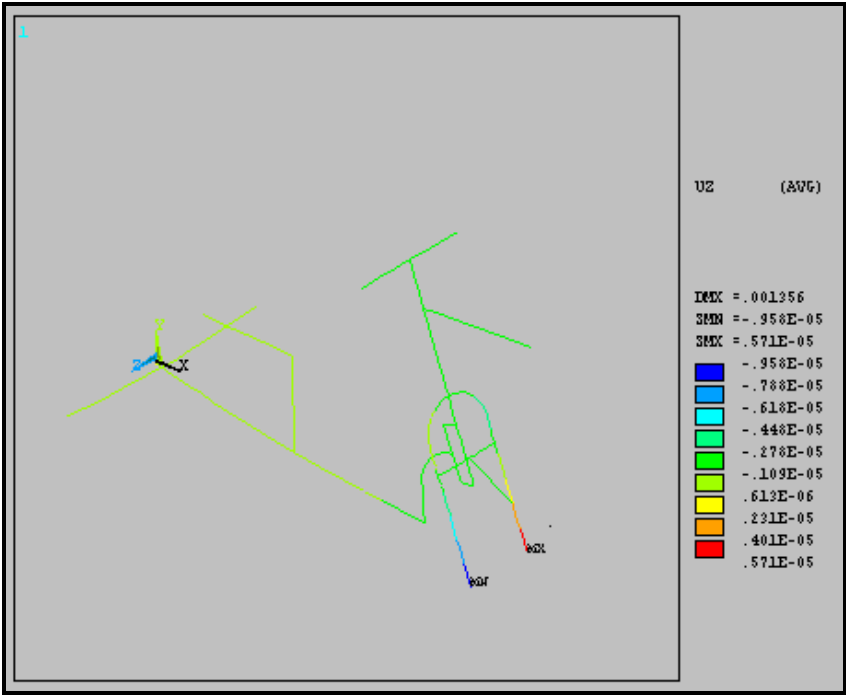



Figura 5.15 – Deformações em "z".

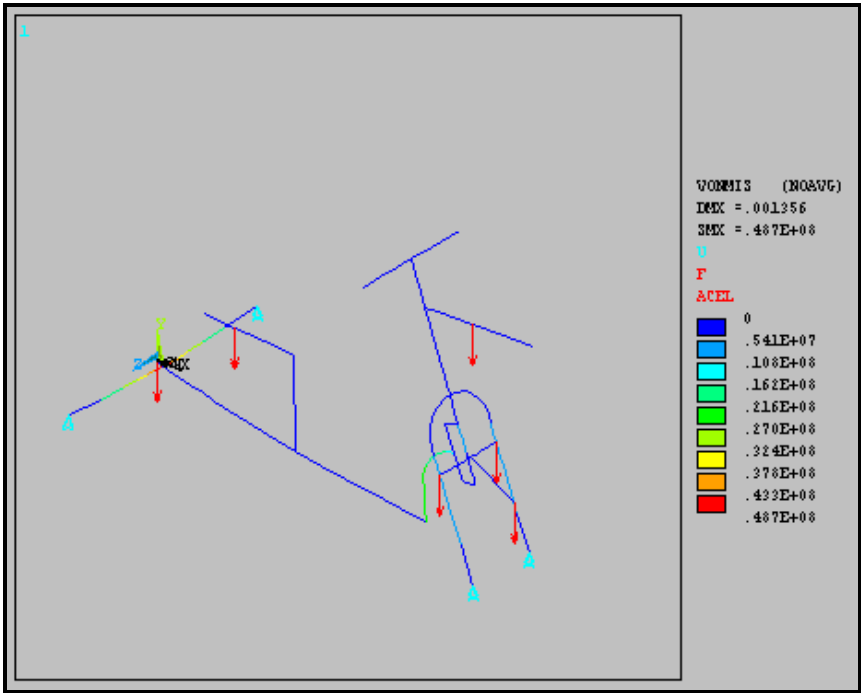



Figura 5.16 – Distribuição de Tensões (Análise Estática).

5.6 – Resultados da Análise Modal

Abaixo são mostrados os resultados obtidos para a análise modal realizada no veículo CadMot I.

5.6.1 – Caso 1 – S/ Elementos de Massa

Tabela 5.8 – Freqüências Naturais (Caso 1).

Modo	W (Hz)	Modo	W (Hz)
1	0,00	**9**	119,40
2	$0{,}63997\text{x}10^{-3}$	**10***	134,75
3	$0{,}34736\ \text{x}10^{-2}$	**11**	159,05
4*	21,017	**12**	177,05
5	40,093	**13**	215,55
6	69,182	**14**	225,00
7	92,849	**15**	254,09
8	101,91	**16***	282,58

Abaixo são apresentadas as formas deformadas para os modos assinalados com (*) na Tabela 5.8:

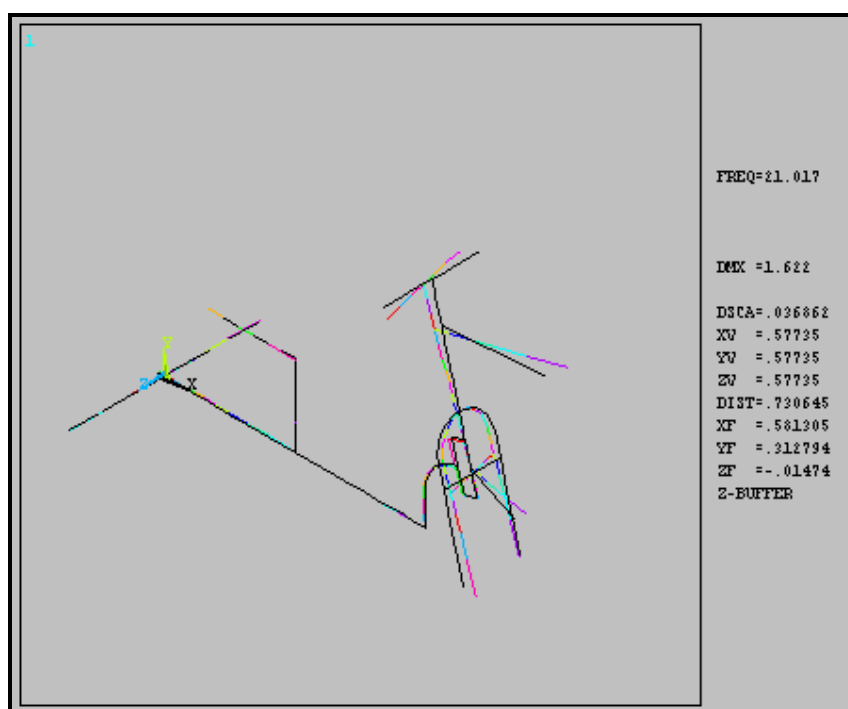



Figura 5.17 – Forma Deformada (Modo 4 – Caso1).

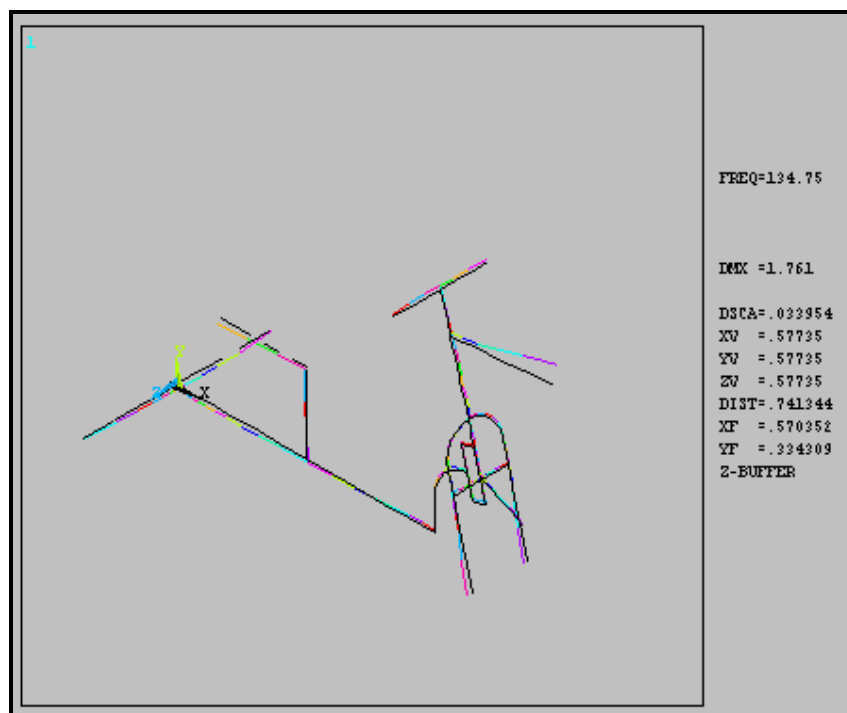



Figura 5.18 – Forma Deformada (Modo 10 – Caso1).

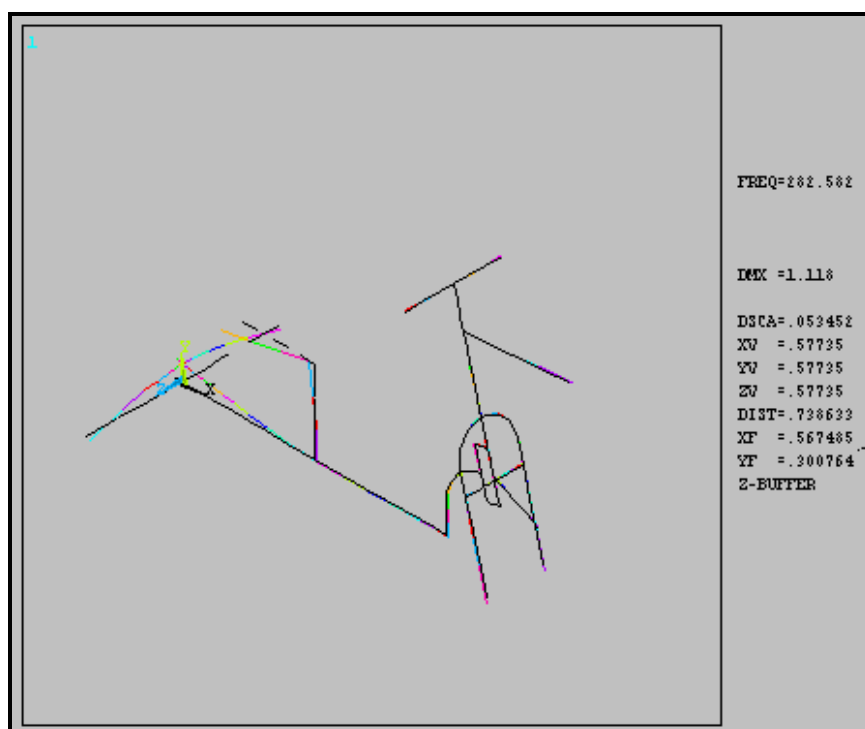



Figura 5.19 – Forma Deformada (Modo 16 – Caso1).

5.6.2 – Caso 2 – C/ Elementos de Massa

Tabela 5.9 – Freqüências Naturais (Caso 2).

Modo	W (Hz)	Modo	W (Hz)
1	0.00000	**13**	86.178
2	0.00000	**14**	98.232
3	0.12417×10^{-2}	**15**	105.46
4	8.4483	**16***	141.04
5	13.558	**17**	168.39
6*	21.356	**18**	191.94
7	33.265	**19**	228.27
8	40.571	**20**	254.55
9	40.857	**21**	268.74
10	47.679	**22***	277.66
11	64.503	**23**	292.46
12	85.188	**24**	296.40

Abaixo são apresentadas as formas deformadas para os modos assinalados com (*) na Tabela 5.8:

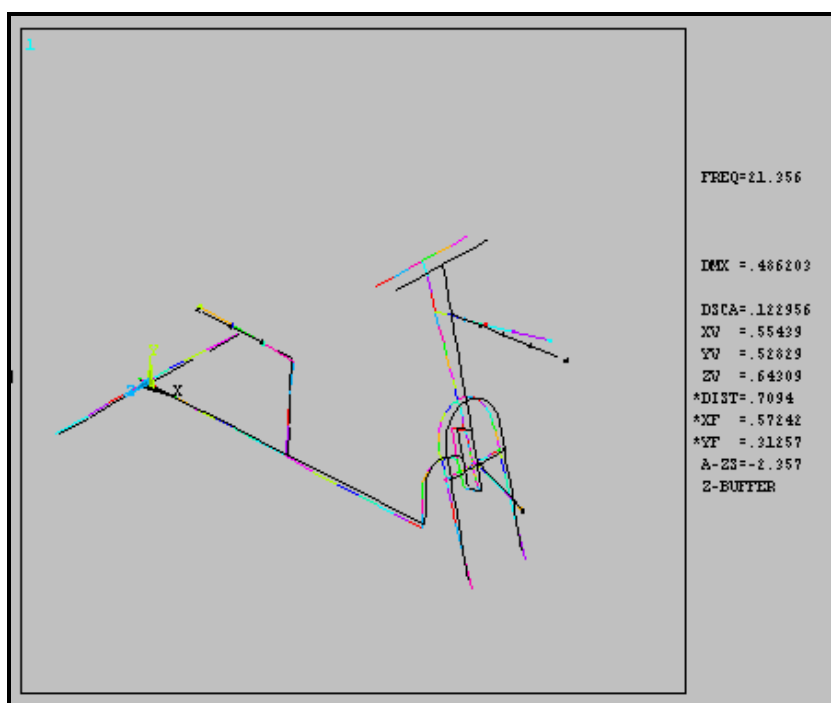



Figura 5.20 – Forma Deformada (Modo 6 – Caso2).

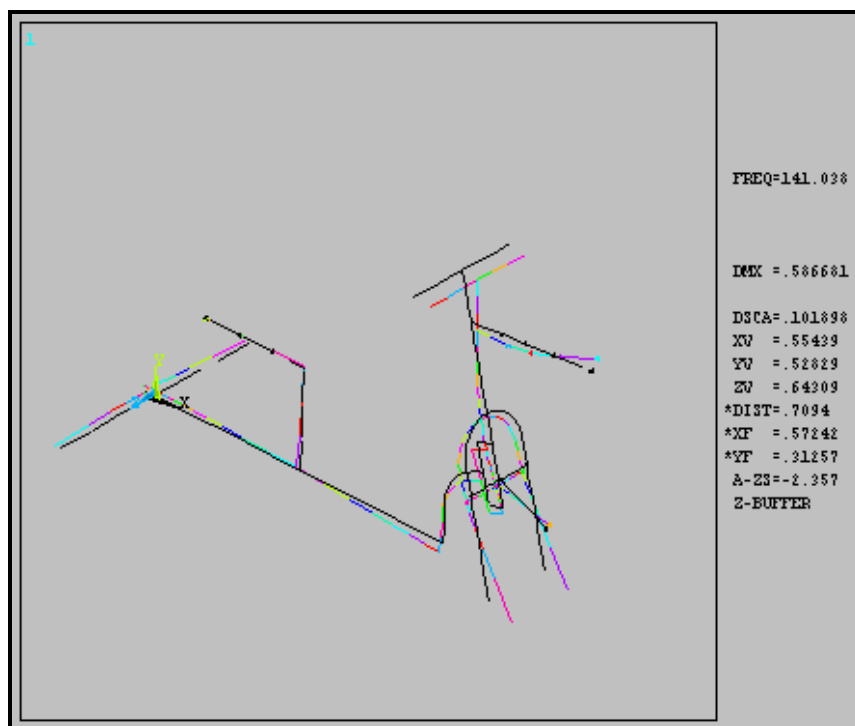



Figura 5.21 – Forma Deformada (Modo 16 – Caso2).

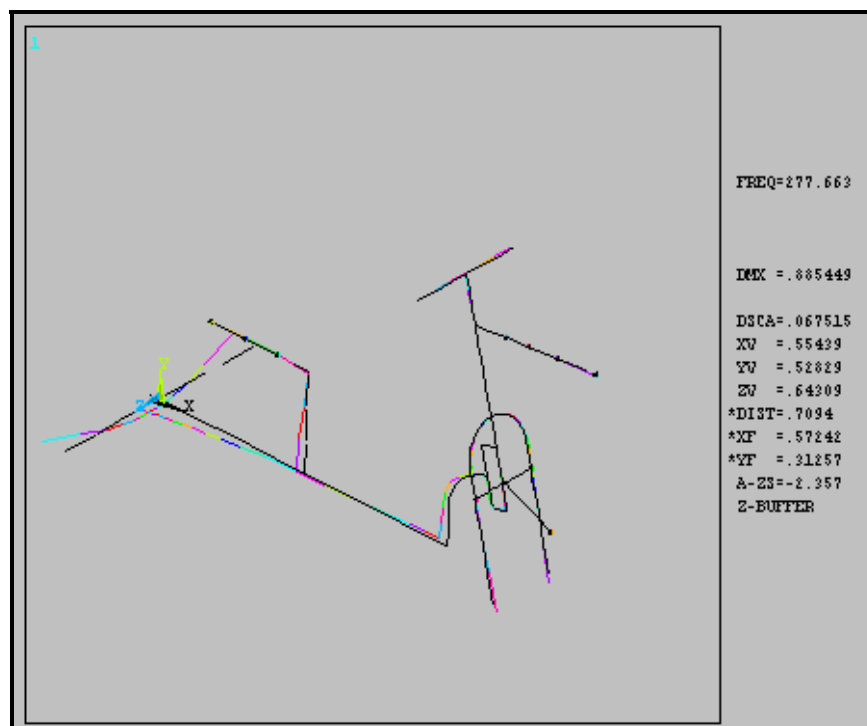



Figura 5.22 – Forma Deformada (Modo 22 – Caso2).

5.7 – Resultados da Análise Forçada

Abaixo são mostrados os resultados obtidos para a análise forçada realizada no veículo CadMot I segundo disposição dos pontos da Tabela 5.7.

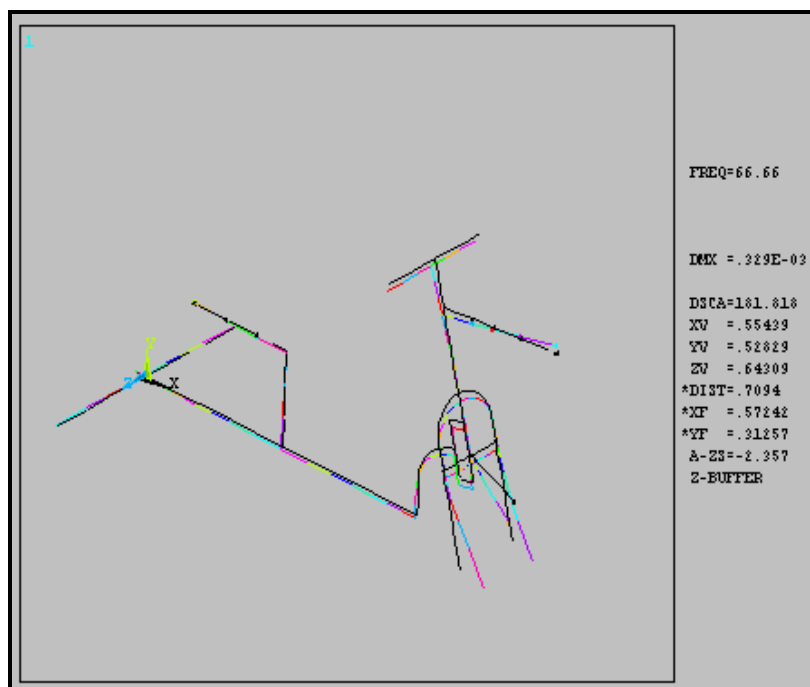



Figura 5.23 – Forma Deformada (Força Primária – Ponto 1).

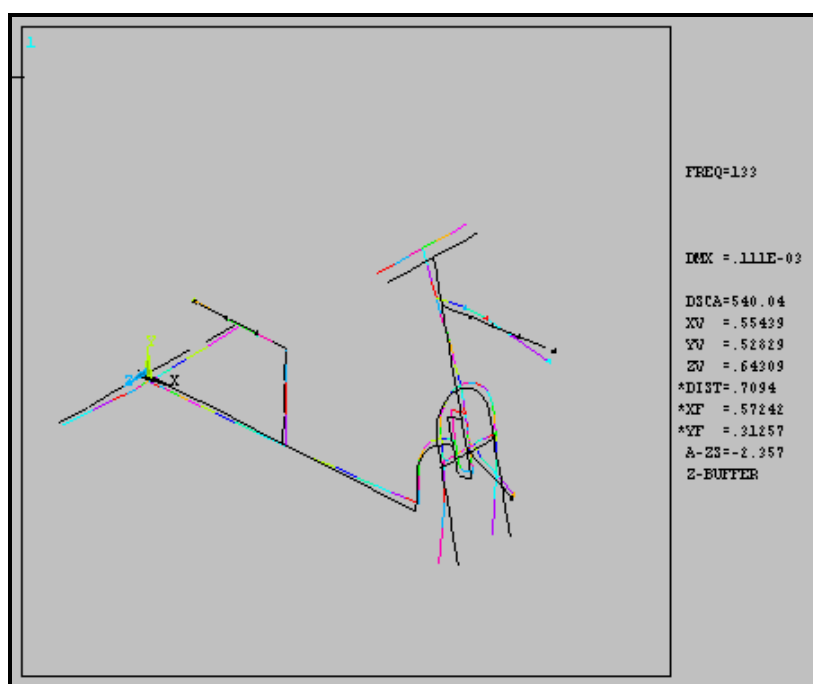



Figura 5.24 – Forma Deformada (Força Secundária – Ponto 1).

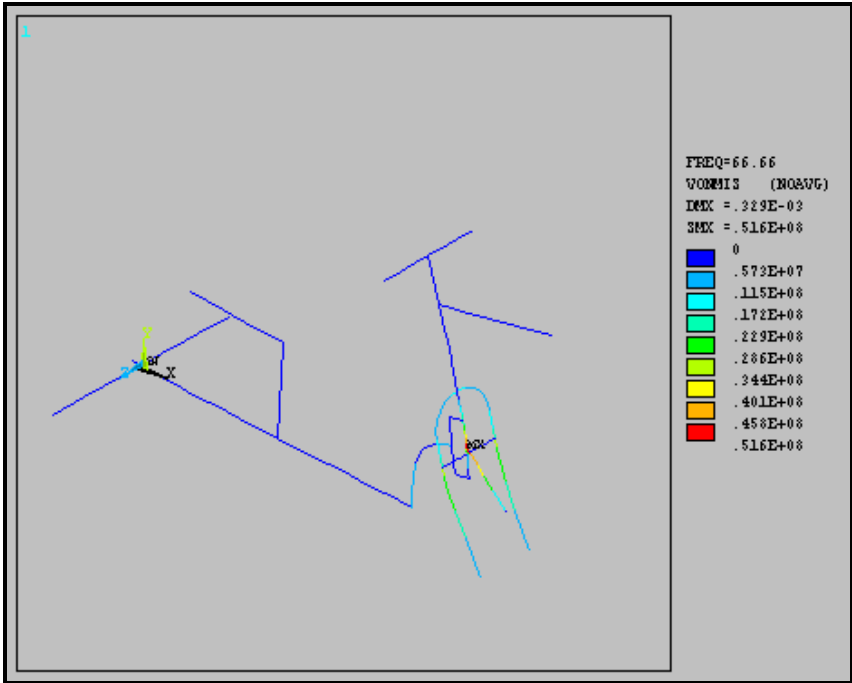



Figura 5.25 – Distribuição de Tensões (Força Primária –Ponto 1).

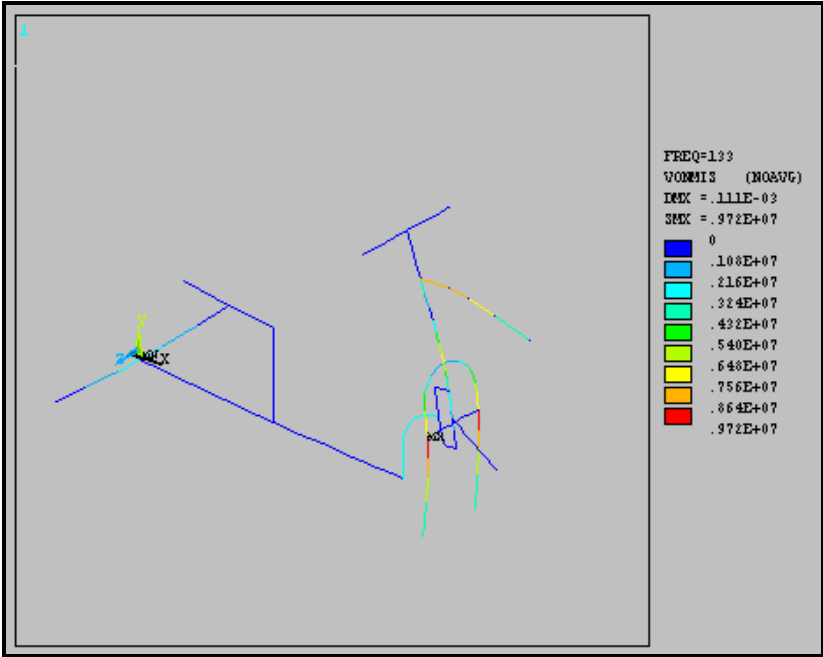



Figura 5.26 – Distribuição de Tensões (Força Secundária –Ponto 1).

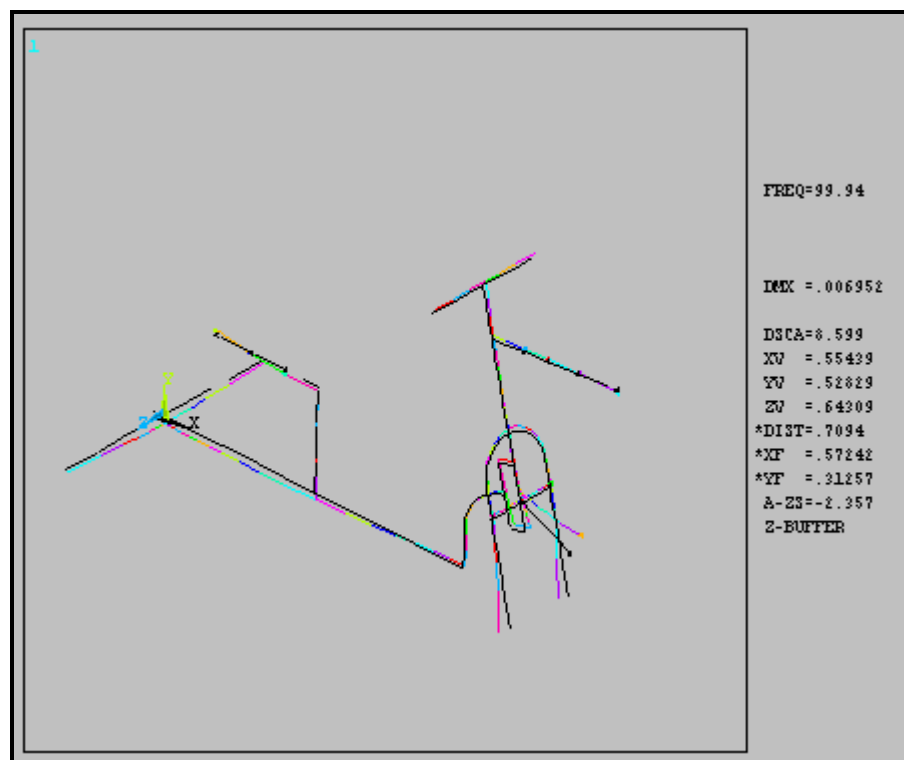



Figura 5.27 – Forma Deformada (Força Primária – Ponto 2).

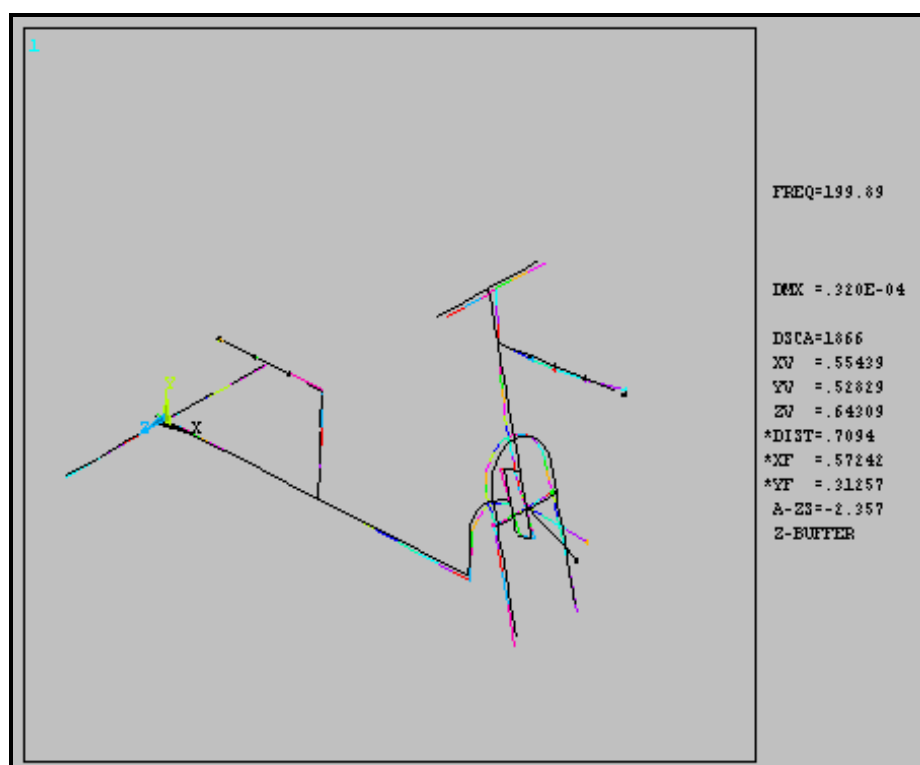



Figura 5.28 – Forma Deformada (Força secundária – Ponto 2).

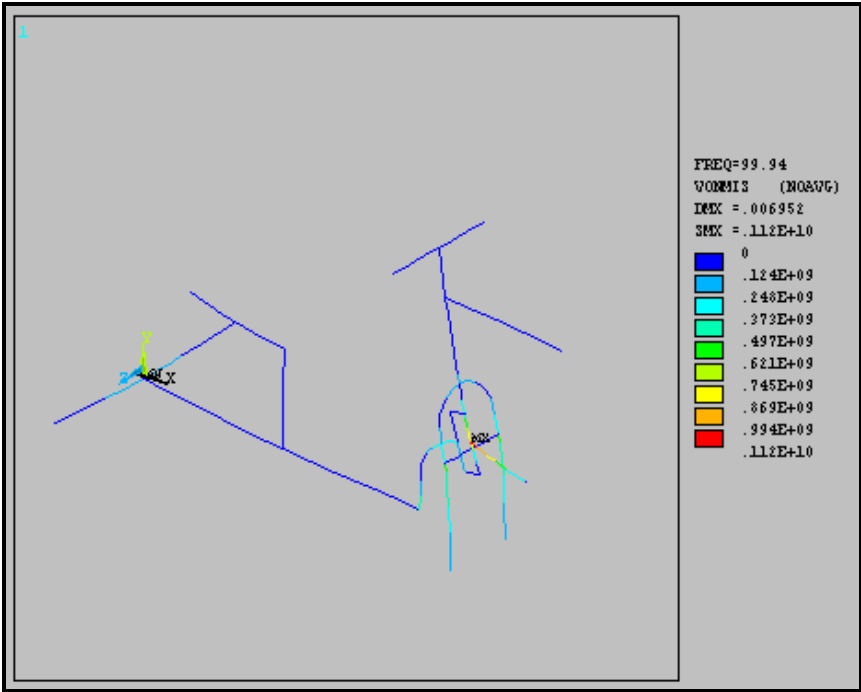



Figura 5.29 – Distribuição de Tensões (Força Primária –Ponto 2).

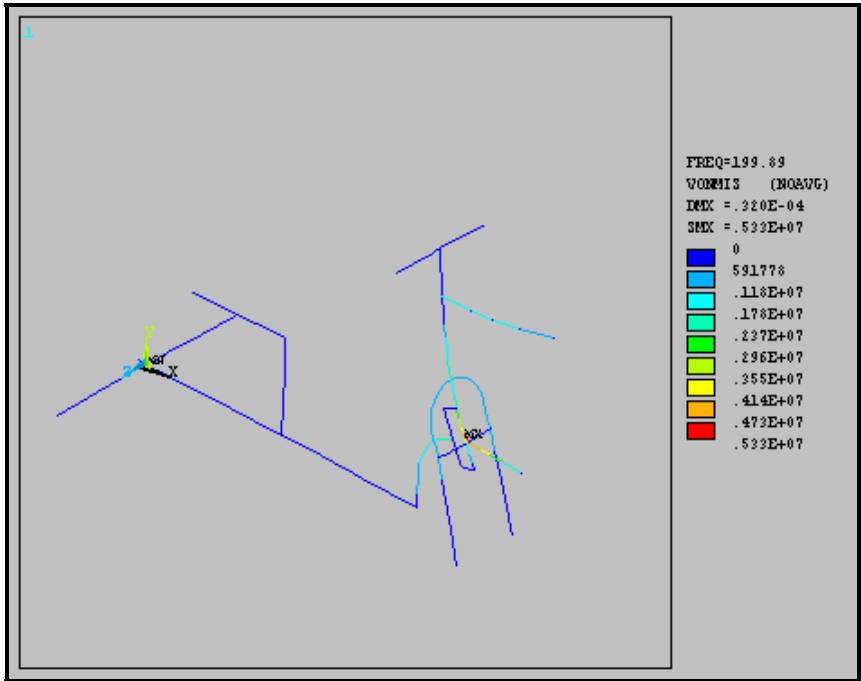



Figura 5.30 – Distribuição de Tensões (Força Secundária –Ponto 2).

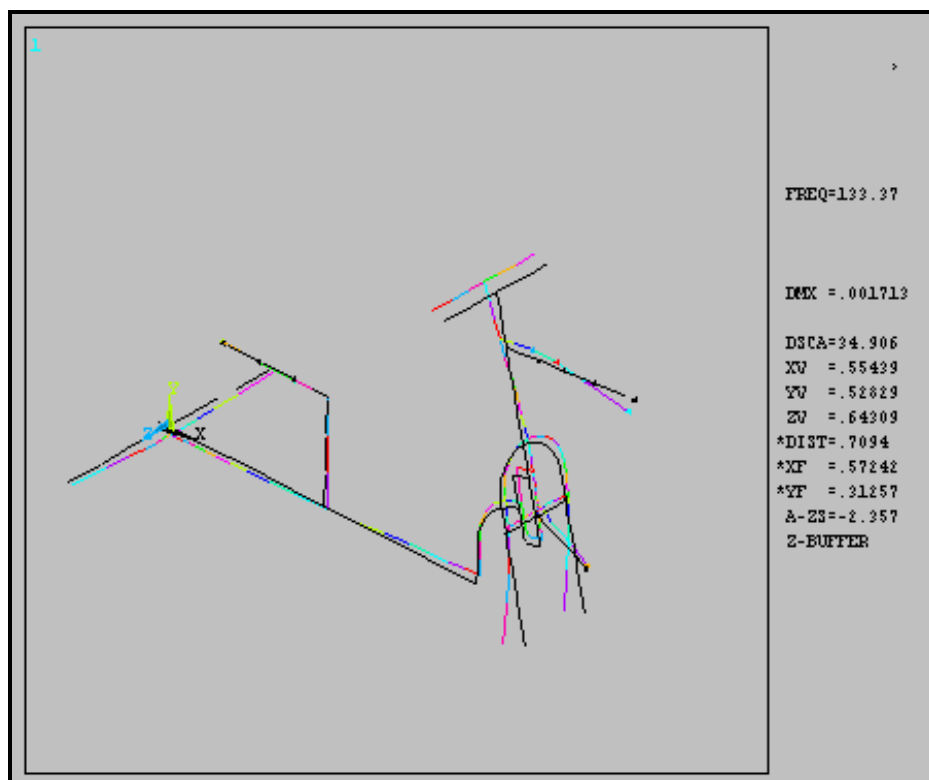



Figura 5.31 – Forma Deformada (Força Primária – Ponto 3).

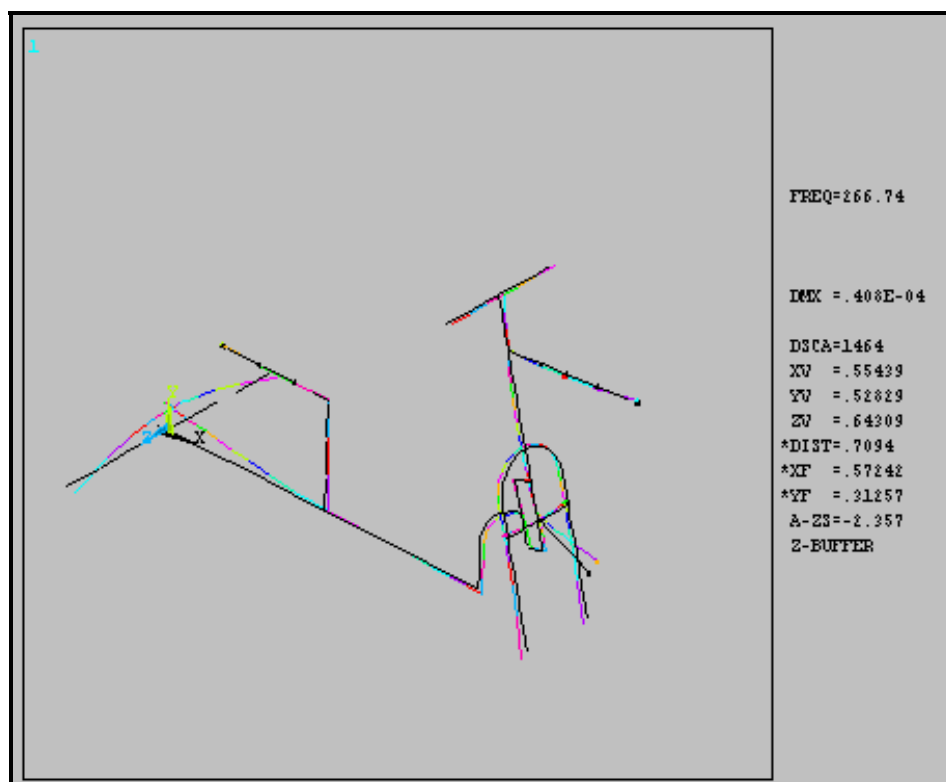



Figura 5.32 – Forma Deformada (Força Secundária – Ponto 3).

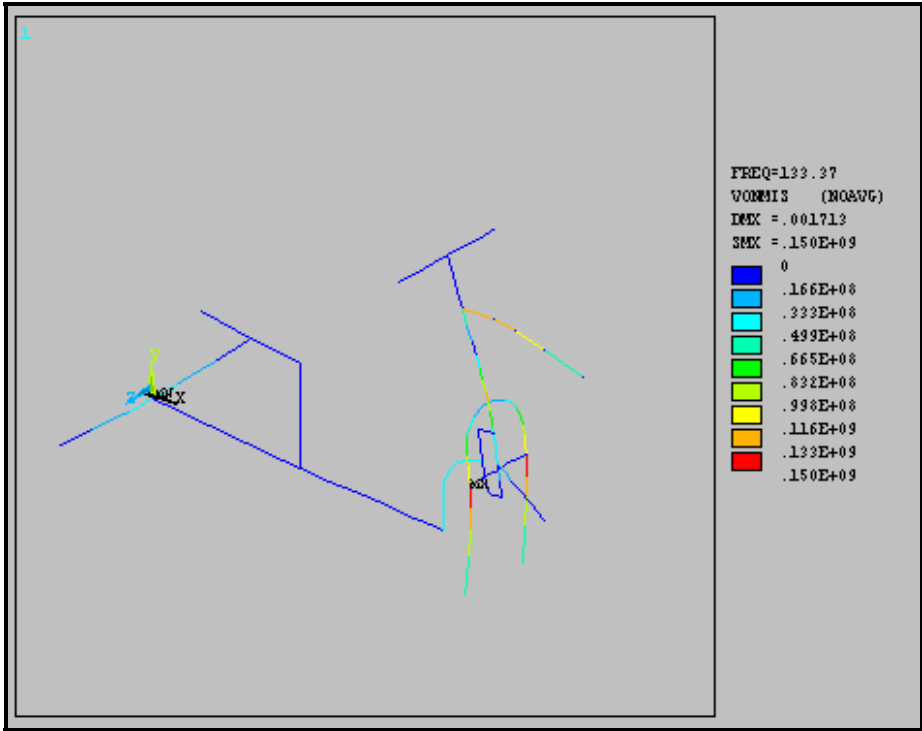



Figura 5.33 – Distribuição de Tensões (Força Primária –Ponto 3).

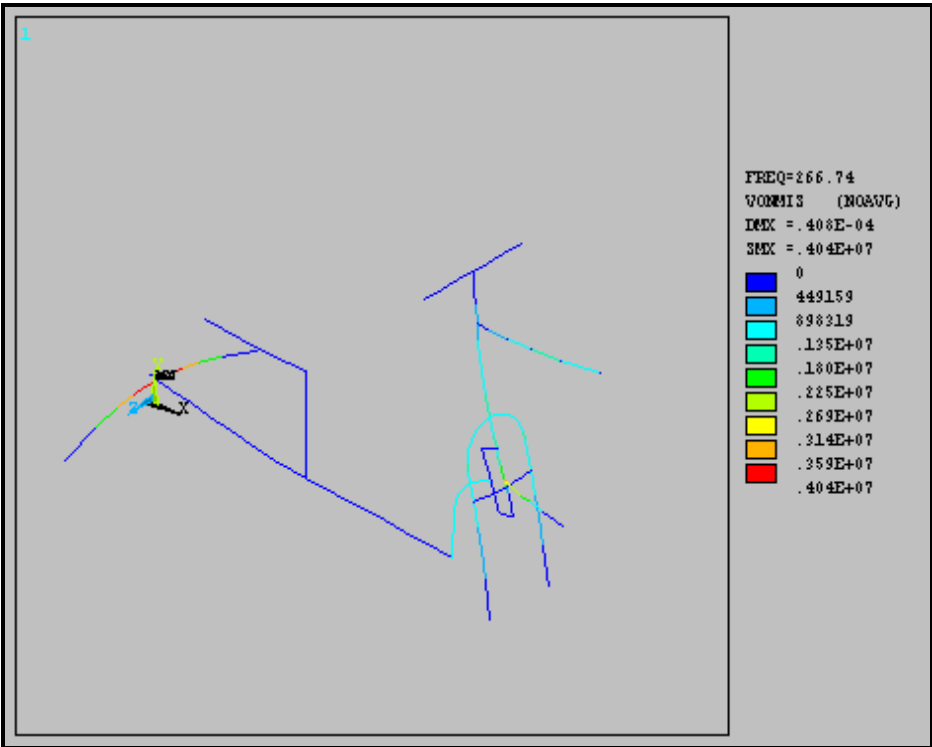



Figura 5.34 – Distribuição de Tensões (Força Secundária –Ponto 3).

5.8 – Comentários e Discussões

Podemos concluir que para a maioria dos casos analisados os deslocamentos obtidos estão na ordem de milímetros e que as tensões não ultrapassaram 60 MPa, o que nos possibilita utilizar um valor para o coeficiente de segurança aproximadamente igual a 5 (aconselhável para estruturas submetidas a carregamentos dinâmicos), visto que a tensão de escoamento para o aço 1020 está em torno de 289 MPa [18].

Porém em dois casos foram obtidos valores elevados para as tensões. O primeiro foi para a freqüência 133,37 Hz, onde a força de excitação era de 1176 N e a tensão máxima calculada chegou a aproximadamente 150 Mpa, mais da metade do valor da tensão de escoamento. O segundo caso foi para a freqüência de 99,99 Hz, em que a força de excitação era de 660,38 N e a tensão máxima calculada foi de aproximadamente 1120 MPa. Estes dois casos são conseqüência, principalmente, do fato de que estas forças de excitação estão muito próximas de freqüências naturais da estrutura. Esse fato ocasiona amplificações elevadas, que tendem a levar a estrutura ao colapso, porém, na prática, isso não aconteceria dessa forma, pois para estruturas metálicas deve ser considerado um coeficiente de amortecimento na ordem de 0,01 (fato negligenciado durante a análise numérica), o que provoca uma considerável atenuação nas amplitudes de vibração e, por outro lado, a estrutura tem partes que não foram consideradas na análise, as quais alteram suas características de rigidez e distribuição de massa, alterando, conseqüentemente, estes valores de tensões.

CAPÍTULO 6

ANÁLISE DO SISTEMA DE ESCAPAMENTO E DO COMPORTAMENTO DO VEÍCULO EM RECINTOS FECHADOS

6.1 - Introdução

Como já foi adiantado em alguns capítulos anteriores, o veículo CadMot I apresenta sérios problemas no que se refere a emissão de ruídos devido ao funcionamento do motor JD 37. Segundo normas de saúde, este nível de ruído não pode ultrapassar em média 85 db, dependendo do tempo de exposição (8 horas) e do ambiente analisado. Assim, a emissão excessiva de ruído provoca problemas de saúde tanto ao condutor quanto às pessoas que estão em volta do veículo. Neste capítulo os principais objetivos são a análise numérica do silenciador (determinação da redução de ruído) e análise da influência no comportamento acústico de recintos fechados devido ao funcionamento do veículo em seu interior.

6.2 - Sistema de Escapamento

O sistema de escapamento tem como função principal reduzir o ruído emitido pelo motor devido à explosão dos gases de combustão. Para o caso do veículo CadMot I, optou-se por utilizar o sistema de escapamento original vendido junto com o kit do motor JD 37. O sistema de escapamento é mostrado na Figura 6.1 e nas Figuras 6.2, 6.3 e 6.4 são mostrados o abafador, a conexão de borracha e o silenciador, respectivamente, em destaque.

Figura 6.1 – Sistema de Escapamento.

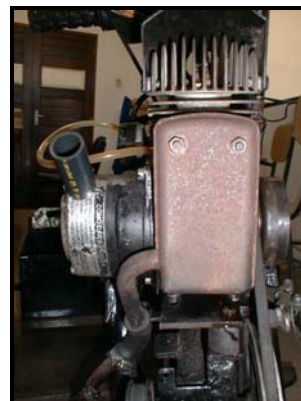



Figura 6.2 – Abafador (Sistema de Escapamento).

Figura 6.3 – Conexão (Sistema de Escapamento).

Figura 6.4 – Silenciador (Sistema de Escapamento).

Observando os veículos já existentes utilizados para o transporte de deficientes e conversando com alguns deficientes condutores de tais veículos, notou-se que a maioria desses condutores utiliza apenas o abafador do sistema de escapamento, pelo fato de que quando o silenciador é colocado, devido à perda de carga provocada pelo mesmo, o veículo perde uma parcela de potência. Porém durante os teste de funcionamento e mobilidade realizados no Capitulo 4, foi utilizado o sistema de escapamento completo (abafador e silenciador) e não foi detectado grandes problemas de perda de potência, porém detectou-se que quando a cadeira funcionava sem o silenciador o nível de ruído aumentava consideravelmente. Este problema é muito mais grave e muito mais difícil de ser resolvido, visto que, o motor pode ser facilmente trocado por um mais potente, mas os danos causados ao ser humano são irreversíveis.

6.3 – Análise Numérica do Silenciador

O silenciador original é formado por tubos de aço concêntricos, com uma configuração similar à apresentada nas Figuras 6.5 e 6.6. Essa configuração é constituída por uma série de expansões e contrações, o que torna mais complicada a sua fabricação e a sua análise numérica pelo método de elementos finitos devido à complexidade de sua geometria.

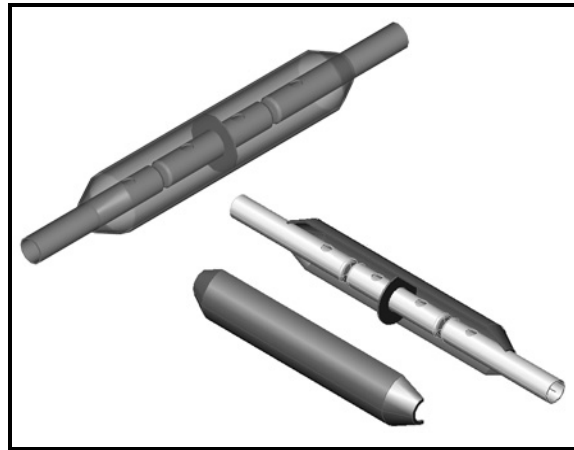



Figura 6.5 –Silenciador Original

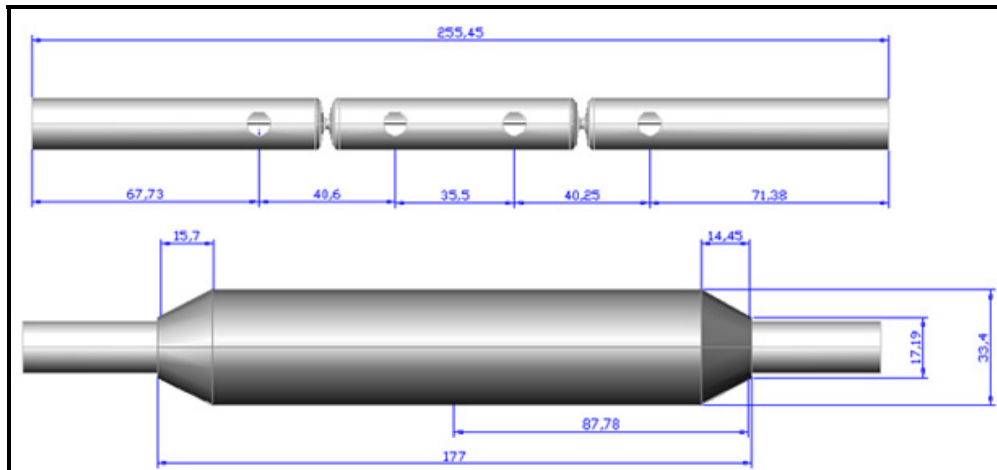



Figura 6.6 – Dimensões do Silenciador Original.

Com base nesses dados foi proposto uma nova configuração composta por 3 (três) câmaras de expansão simples, o que tornou mais simples a sua modelagem e tornará mais simples e com menor custo sua fabricação. O modelo de silenciador proposto é apresentado nas Figuras 6.7 e 6.8.

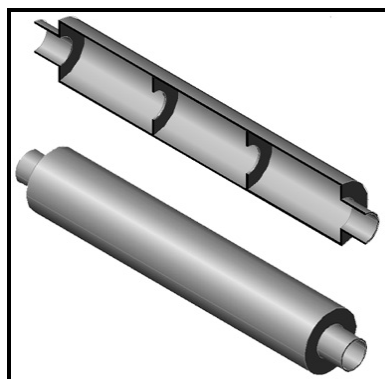



Figura 6.7 – Silenciador de 3 (três) Expansões Analisado.

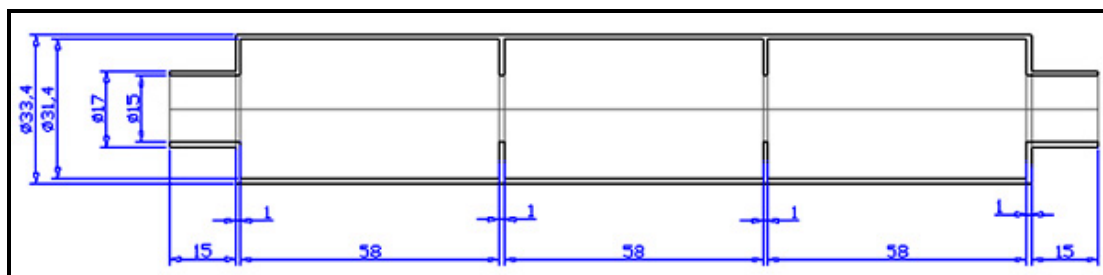



Figura 6.8 – Dimensões do Silenciador de 3 (três) Expansões Analisado.

Uma análise modal foi realizada no SoftWare "ANSYS 6.0" com o objetivo de determinar as freqüências naturais e as formas modais do silenciador e também foi realizada uma análise forçada com o objetivo de determinar a redução de ruído no silenciador para alguns valores de freqüência e a distribuição do campo de pressão sonora no seu interior.

A etapa de pré-processamento consiste em definir as características físicas e geométricas do objeto em questão, no caso o silenciador. Primeiramente são definidos os tipos de elementos que serão utilizados nas análises e o modelo geométrico que representará o silenciador. Neste caso foram utilizados os seguintes elementos, como apresentado na Tabela 6.1. É importante ressaltar que para esses dois tipos de elementos, as constantes reais não precisam ser declaradas.

Tabela 6.1 - Tipos de Elementos Utilizados.

Elemento	Descrição	Elemento	Descrição
Elemento Acústico FLUID29 4 nodes 2-D space DOF: UX, UY, PRES	Elemento utilizado para modelagem de fluidos com ou sem a presença de estrutura em 2D.	Elemento Acustico FLUID30 8 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ, PRES	Elemento utilizado para modelagem de fluidos com ou sem a presença de estrutura em 3D.

Para os dois tipos de elementos acima (Tabela 6.1) foi definido o parâmetro K(2) = 1, caracterizando um elemento fluido sem presença de estrutura. Esta consideração se deve ao fato de que neste caso analisado não foi modelada a parte sólida do silenciador (chapa metálica) por se estar negligenciando os efeitos do fluido sobre a chapa. Esta consideração indica que as partes do elemento fluido que estariam em contato com a parte estrutural do silenciador apresentam deslocamento igual a zero (não deformação da carcaça do silenciador).

Definidos os elementos, o próximo passo é definir as propriedades dos materiais utilizados no modelo. Para o nosso caso foi utilizado apenas um tipo de material (ar) com as seguintes características mostradas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Material Utilizado.

Nº do Material	Material	DENS (Kg/m^3)	SONC (m/s)
1	Ar Atmosférico	1.2	342

Definidas todas as características físicas do modelo, o próximo passo é a construção do mesmo (geometria). O modelo escolhido foi um modelo 3D, representado por volumes, como mostrado na Figura 6.9, porém cabe ressaltar que primeiramente foi construída uma área equivalente a metade da secção transversal do silenciador, que foi rotacionada em torno do eixo de simetria, que passa pelo centro do silenciador, constituindo o volume propriamente dito.

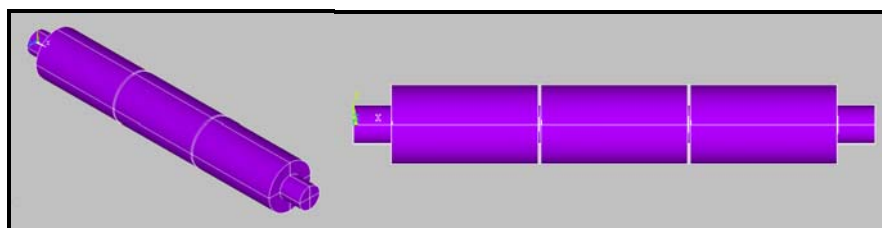



Figura 6.9 –Modelo Analisado (Silenciador).

Construída a geometria, passa-se para a fase de “malhagem” da estrutura. Nesta fase é necessário definir ao volume (componente geométrico do modelo) um tipo de elemento (Tabela 6.1). Então, define-se o número de elementos que se deseja utilizar em cada volume e executa-se a “malhagem” (Figura 6.10), podendo-se então passar para a próxima etapa. Para o caso da análise acústica, o número de divisões de cada linha que compõe o volume depende do tamanho máximo que o elemento poderá assumir. Este tamanho deve ser menor que 1/6 do comprimento de onda da maior freqüência analisada. Para o nosso caso a maior freqüência analisada foi 10.000 Hz, o que implica em um comprimento de onda igual a 0,0342 m, determinando-se então o tamanho de 5,7 mm máximo que o elemento poderia assumir. Neste caso foi adotado um tamanho de elemento máximo de 3,8 mm.

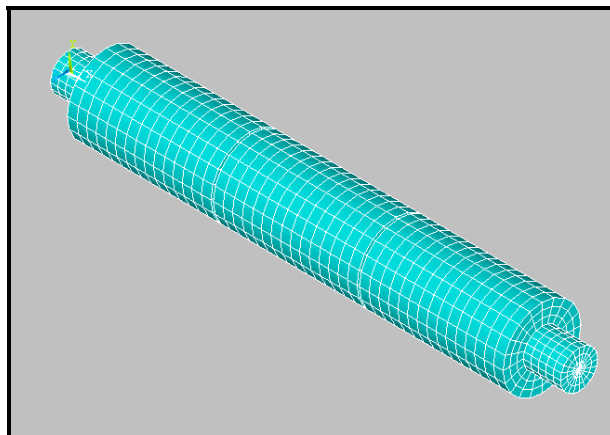



Figura 6.10 – Malha do Silenciador.

A segunda etapa é iniciada com a definição das condições de contorno que serão adotadas no modelo. Para o caso do veículo em questão foi aplicado na secção transversal da entrada do silenciador um valor de pressão (PRESS = 1) e na secção transversal de saída do silenciador um valor de impedância (IMP = ρ.c = 413,82), como apresentado na Figura 6.11.

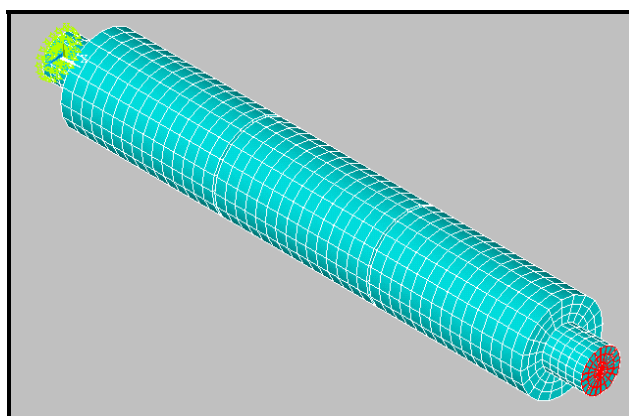



Figura 6.11 – Modelo com Restrições.

Para a análise modal foi apenas escolhido o método de solução a ser utilizado pelo "ANSYS 6.0" (Block Lanczos), o número de modos que se deseja extrair como solução (os 20 primeiros), a faixa de freqüência a ser analisada (20 a 10.000 Hz) e solicitado ao programa a solução.

Para o caso da análise forçada, foi escolhido o método de solução (Frontal Solver – Full), a faixa de freqüência que se deseja analisar (0 a 10.000 Hz) juntamente com o número de pontos que serão analisados neste intervalo (40).

Agora, obtidas as soluções para cada análise em questão, pode-se iniciar a terceira e última etapa, a do pós-processamento. Esta é a etapa onde pode-se observar em formas de

telas gráficas, tabelas, etc. os resultados calculados na etapa anterior. Para o caso da análise modal foram determinados os valores das freqüências naturais da cavidade acústica e as formas dos campos de pressão associados com estas freqüências. Já para o caso da análise forçada foram obtidos os campos de pressão sonora no interior do silenciador e as pressões em dois nós (Nº 14 = P_1 = 0,006 m em "x" e Nº 360 = P_2 = 0,2 m em "x") situados sobre o eixo de simetria e próximos a entrada e a saída do silenciador, respectivamente.

6.3.1 - Análise Modal (P/ 3 Expansões)

Na Tabela 6.3, a seguir apresentada, são mostrados os resultados obtidos para a análise modal realizada no silenciador com 3 (três) expansões.

Tabela 6.3 – Freqüências Naturais do Silenciador com 3 (três) Expansões.

Modo	W (Hz)	Modo	W (Hz)
1	807,34	**11**	6553,5
2	1600,0	**12***	6556,5
3	2790,5	**13**	6618,6
4	3227,0	**14**	6636,6
5*	3973,5	**15**	6636,6
6	4868,0	**16**	6935,4
7	4998,5	**17***	7177,2
8	6203,9	**18**	7177,2
9*	6492,4	**19**	7318,6
10*	6492,4	**20***	7318,6

Abaixo são apresentados os campos de distribuição de pressão sonora para os modos assinalados com (*) na Tabela 6.3.

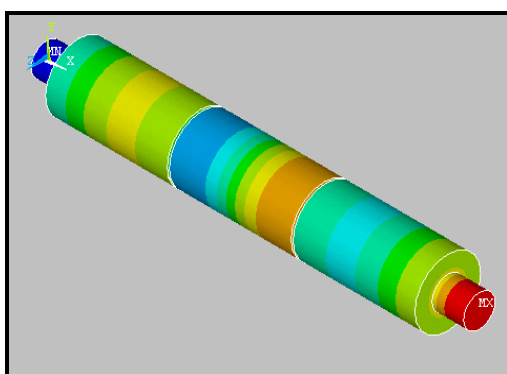



Figura 6.12 – Modo 5 (Sil. C/ 3 Expansões).

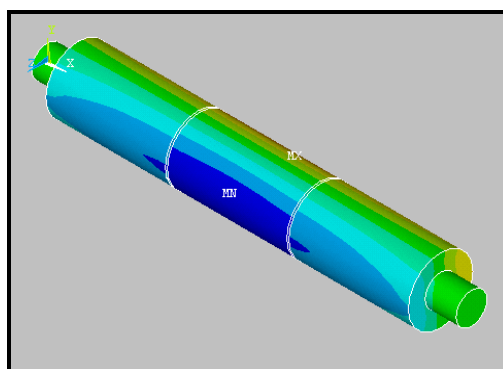



Figura 6.13 – Modo 9 (Sil. C/ 3 Expansões).

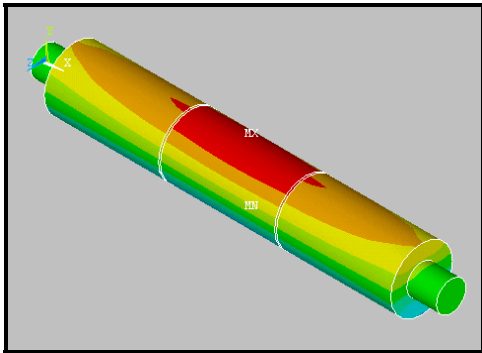



Figura 6.14 – Modo 10 (Sil. C/ 3 Expansões).

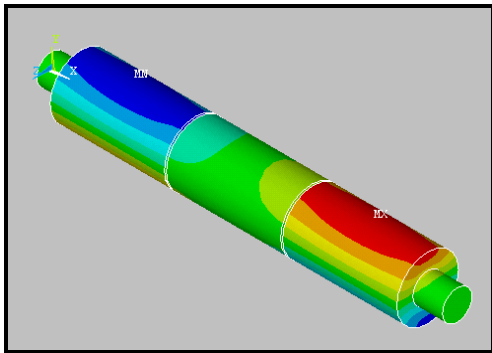



Figura 6.15 – Modo 12 (Sil. C/ 3 Expansões).

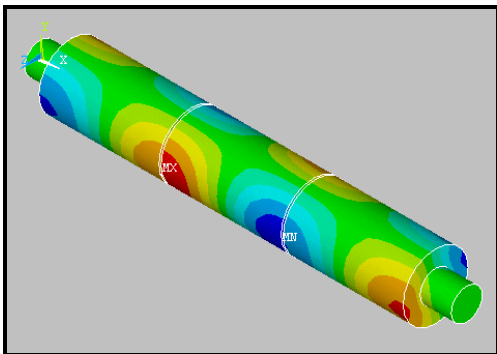



Figura 6.16 – Modo 17 (Sil. C/ 3 Expansões).

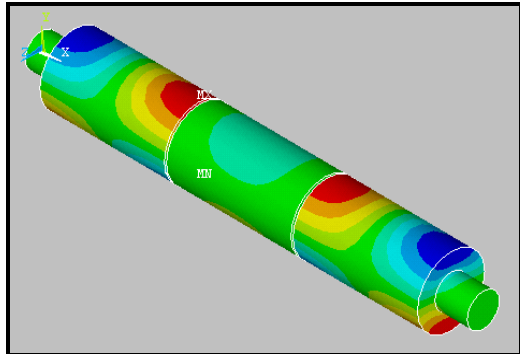



Figura 6.17 – Modo 20 (Sil. C/ 3 Expansões).

6.3.2 - Análise Harmônica (P/ 3 Expansões)

Abaixo são mostrados os resultados obtidos para a análise forçada realizada no silenciador com 3 (três) expansões.

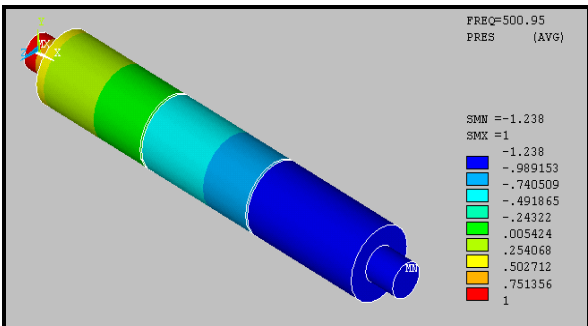



Figura 6.18 – Freq. de 500,95 Hz (3 Expansões).

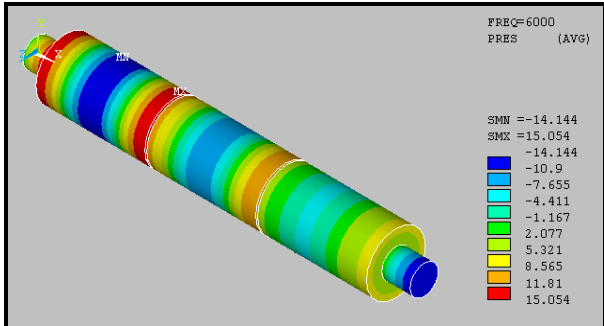



Figura 6.19 – Freq. de 6000 Hz (3 Expansões).

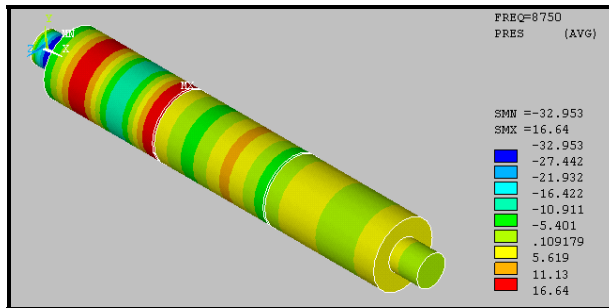
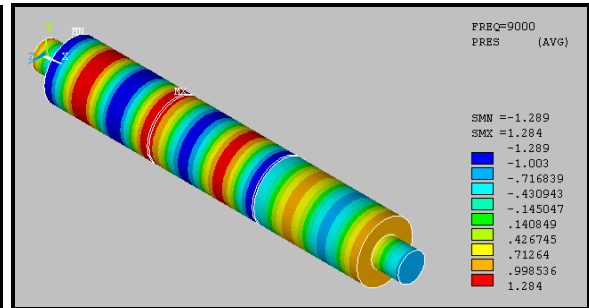



Figura 6.20 – Freq. 8750 Hz (3 Expansões). **Figura 6.21 – Freq. 9000 Hz (3 Expansões).**

A Redução de Ruído é definida como sendo a diferença entre os níveis de pressão sonora medidos antes P_1 e após o silenciador P_2:

$$RR = 20 \cdot Log_{10}\left(\frac{P_1}{P_2}\right) \tag{6.1}$$

Os resultados são apresentados na Tabela 6.4 (Pressões por Ponto) e na Figura 6.22 (Redução de Ruído), abaixo:

Tabela 6.4 – Pressões em P_1 e P_2 (P/ 3 Expansões).

W (Hz)	P_1	P_2	W (Hz)	P_1	P_2
250,98	1,2346	2,73209	**5250,5**	0,943375	-0,1862
500,95	0,759938	-1,23592	**5500,5**	1,04726	-0,15444
750,93	0,936647	-0,87992	**5750,4**	1,25697	-0,25991
1000,9	5,97071	-17,3287	**6000,4**	9,92898	-9,69376
1250,9	0,623094	0,704231	**6250,4**	0,90594	0,787401
1500,9	0,822183	0,639969	**6500,4**	-5,85E-02	2,4592
1750,8	-0,22787	-2,4978	**6750,3**	1,00115	-0,67498
2000,8	0,616849	-0,29879	**7000,3**	0,918205	0,288593
2250,8	0,705655	-0,19706	**7250,3**	1,16455	$6,03 \times 10^{-2}$
2500,8	0,770928	-0,23728	**7500,2**	1,35565	$2,98 \times 10^{-2}$
2750,7	0,896399	-0,66416	**7750,2**	1,58678	$2,22 \times 10^{-2}$
3000,7	0,676798	1,24006	**8000,2**	1,9207	$2,28 \times 10^{-2}$
3250,7	0,976992	1,01594	**8250,2**	2,51514	$3,35 \times 10^{-2}$
3500,7	0,21526	-1,65762	**8500,1**	4,1709	$8,67 \times 10^{-2}$
3750,6	0,688643	-0,54605	**8750,1**	-26,7952	-1,50121
4000,6	0,975713	-1,12916	**9000,1**	-9,34E-02	-0,42434
4250,6	0,602118	0,544186	**9250,1**	-0,22594	0,761976
4500,6	0,744412	0,259361	**9500,1**	3,21435	1,00056
4750,5	0,818464	0,356522	**9750**	2,20716	-0,1622
5000,5	0,854431	-0,82715	**10000**	7,24081	-0,10385

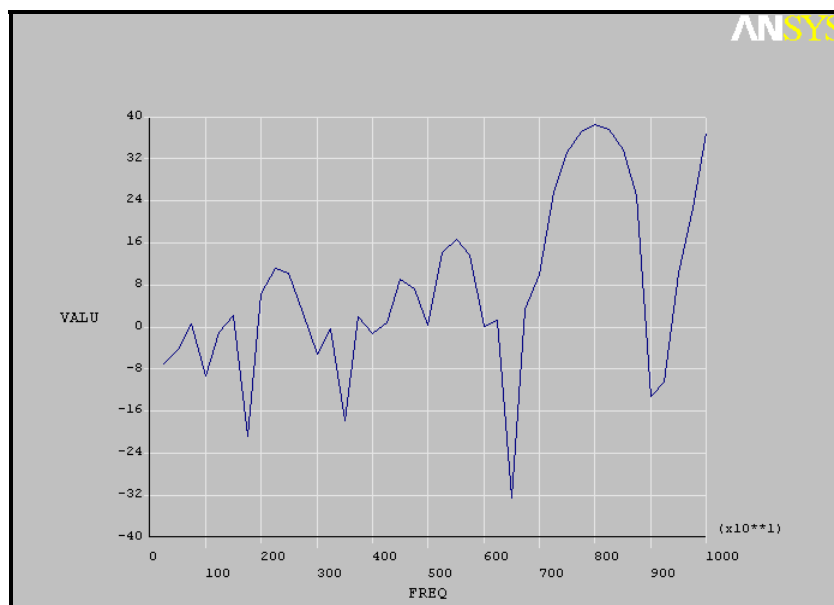



Figura 6.22 – Redução de Ruído (P/ 3 Expansões).

6.3.3 - Análise Modal (P/ 1 Expansão)

Foi modelado também no SoftWare “ANSYS 6.0” um silenciador com apenas 1 (uma) expansão, com o objetivo de comparar as distribuições de pressões e a redução de ruído. Na Tabela 6.5 são apresentadas as freqüências naturais para o caso em questão.

Tabela 6.5 – Freqüências Naturais do Silenciador com 1 (uma) Expansão.

Modo	W (Hz)	Modo	W (Hz)
1	934,29	**11**	6585,2
2	1862,2	**12***	6585,2
3	2771,7	**13**	6805,8
4	3632,2	**14**	6805,8
5	4370,0	**15**	7071,5
6	4936,9	**16**	7148,1
7	5487,9	**17***	7148,1
8	6205,5	**18**	7600,7
9*	6480,4	**19**	7600,7
10*	6480,4	**20***	8006,6

Abaixo são apresentados os campos de distribuição de pressão sonora para os modos assinalados com (*) na Tabela 6.3.

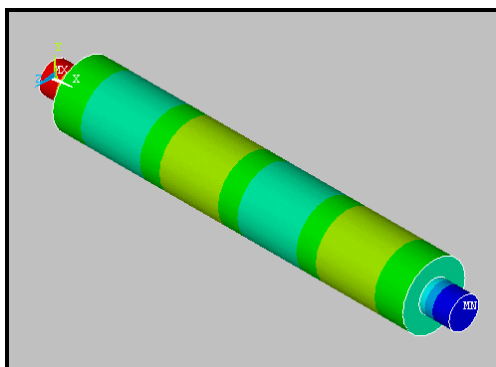



Figura 6.23 – Modo 5 (Sil. C/ 1 Expansão).

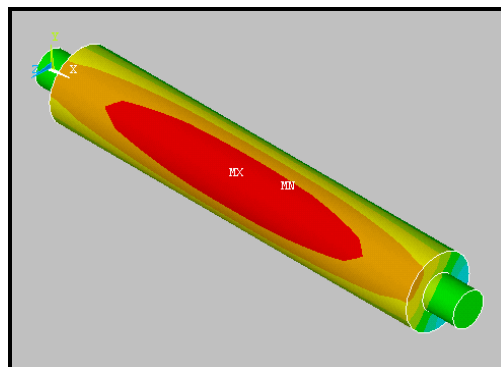



Figura 6.24 – Modo 9 (Sil. C/ 1 Expansão).

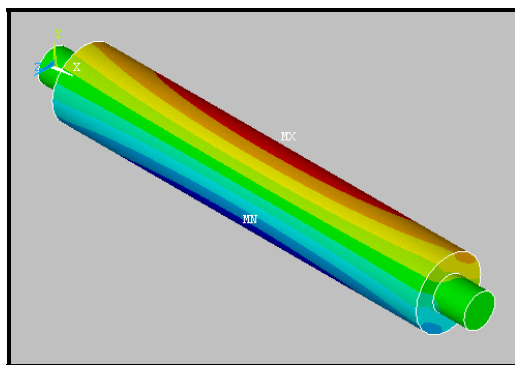



Figura 6.25 – Modo 10 (Sil. C/ 1 Expansão).

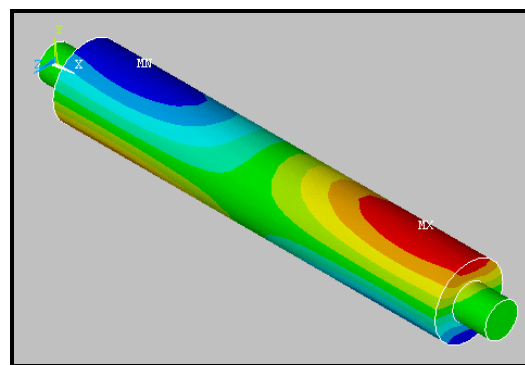



Figura 6.26 – Modo 12 (Sil. C/ 1 Expansão).

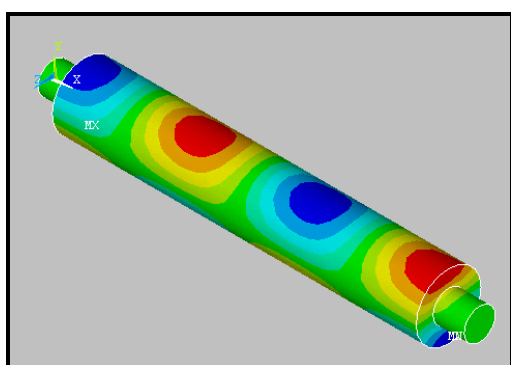



Figura 6.27 – Modo 17 (Sil. C/ 1 Expansão).

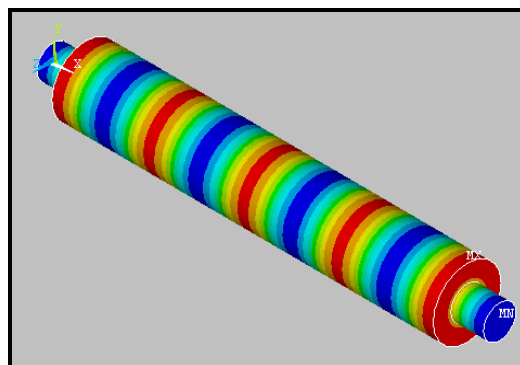



Figura 6.28 – Modo 20 (Sil. C/ 1 Expansão).

Os resultados entre as freqüências naturais obtidas para as duas configuração (3 e 1 Expansões) são apresentados na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Comparação entre as Freqüências Naturais (3 e 1 Expansões).

Modo	W (Hz) 3 Expansões	W (Hz) 1 Expansão
5*	3973,5	4370,0
9*	6492,4	6480,4
10*	6492,4	6480,4
12*	6556,5	6585,2
17*	7177,2	7148,1
20*	7318,6	8006,6

6.3.4 - Análise Modal (P/ 1 Expansão)

Abaixo são mostrados os resultados obtidos para a análise forçada realizada no silenciador com 1 (uma) expansão

.

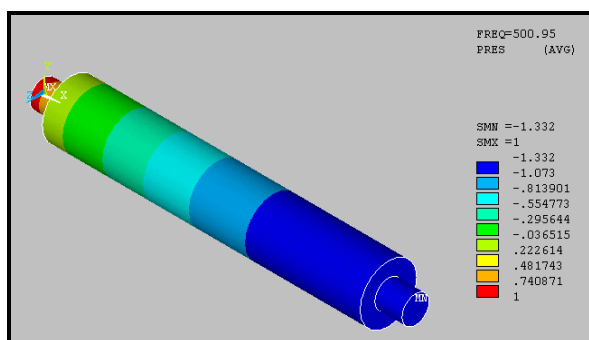



Figura 6.29 – Freq. 500,95 Hz (1 Expansão). **Figura 6.30 – Freq. 6000 Hz (1 Expansão)**

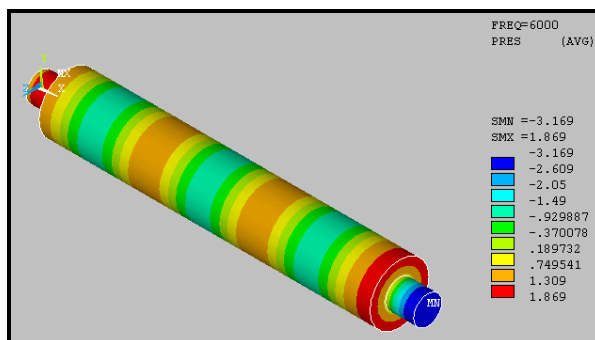
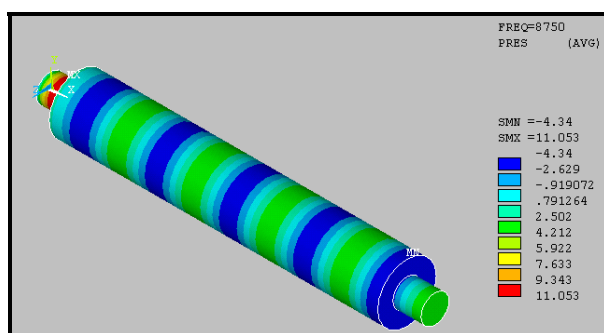



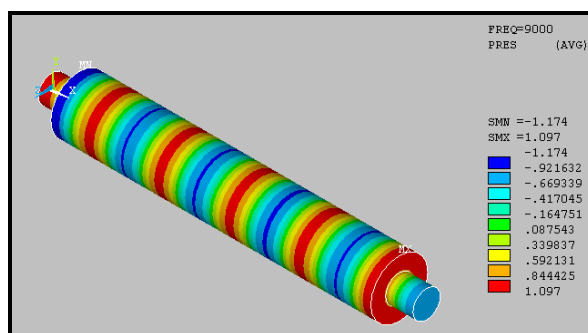
Figura 6.31 – Freq. 8750 Hz (1 Expansão). **Figura 6.32 – Freq. 9000 Hz (1 Expansão).**

A Redução de Ruído é calculada pela Equação 6.1 e os resultados são apresentados na Tabela 6.7 (Pressões por Ponto) e na Figura 6.33 (Redução de Ruído), abaixo:

Tabela 6.7 – Pressões em P_1 e P_2 (P/ 1 Expansão).

W (Hz)	P_1	P_2	W (Hz)	P_1	P_2
250,98	1,209900	2,3530100	**5250,5**	2,336580	9,4603900
500,95	0,685825	-1,3324200	**5500,5**	0,834942	-0,7896970
750,93	0,850323	-0,7306030	**5750,4**	1,014190	-0,6120630
1000,9	1,130310	-1,4074100	**6000,4**	1,759590	-2,5081900
1250,9	0,428502	1,2273400	**6250,4**	0,854003	0,6119540
1500,9	0,702322	0,5118430	**6500,4**	1,092860	0,3563300
1750,8	0,838308	0,6048920	**6750,3**	1,393230	0,5144360
2000,8	-25,554400	-88,5355000	**7000,3**	-0,035571	-1,6843000
2250,8	0,614737	-0,5482360	**7250,3**	1,139610	-0,3281300
2500,8	0,739285	-0,4207140	**7500,2**	1,487270	-0,2816520
2750,7	0,915643	-0,8265480	**7750,2**	2,303050	-0,6262720
3000,7	0,429785	1,2505700	**8000,2**	0,580771	0,6741420
3250,7	0,700530	0,4694710	**8250,2**	1,627710	0,2876710
3500,7	0,811645	0,5463120	**8500,1**	2,500850	0,3365550
3750,6	1,532550	3,8406000	**8750,1**	9,610770	2,1245500
4000,6	0,674852	-0,8015960	**9000,1**	0,879075	-0,5030280
4250,6	0,813953	-0,6615800	**9250,1**	3,123090	-0,4073830
4500,6	1,099910	-2,1291400	**9500,1**	13,749200	-1,4668800
4750,5	0,714624	1,2272900	**9750**	-3,395490	0,6277200
5000,5	0,898596	0,9025600	**10000**	1,061190	0,4933350

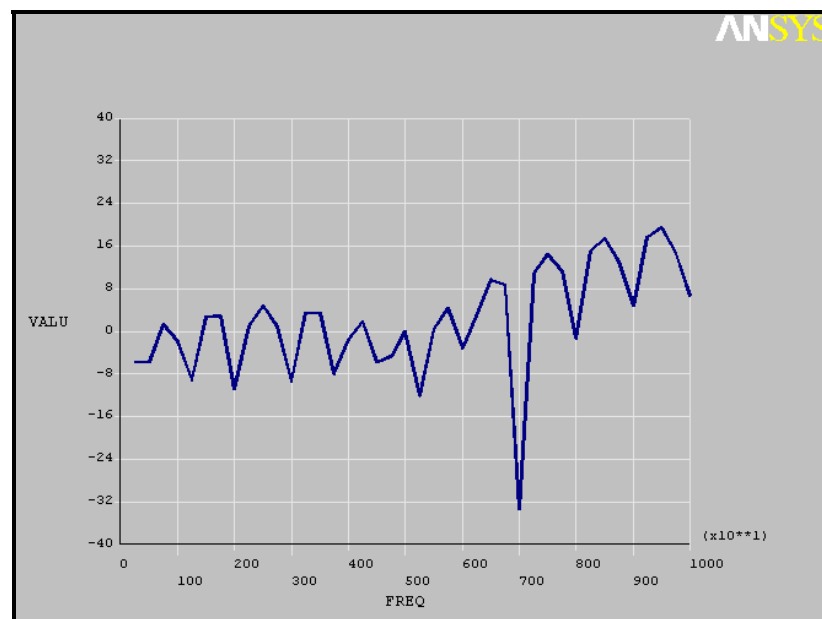



Figura 6.33 – Redução de Ruído (P/ 1 Expansão).

Neste caso o nível de redução de ruído apresenta valores bem inferiores aos obtidos para o caso com 3 expansões que se mostrou bem mais eficiente, principalmente para as maiores freqüências. Esta maior eficiência se deve ao fato de que quanto maior o número de expansões maior será a quantidade de energia dissipada. Uma forma de melhor atenuar as baixas freqüências seria colocar materiais absorventes (porosos ou fibrosos) no interior do silenciador, o que se torna inviável devido às altas temperaturas e aos gases provenientes da combustão que podem vir a destruir tal material. Sendo assim uma boa solução seriar introduzir no interior de uma das cavidades, um conjunto de tubos perfurados que funcionariam como dispositivos ressonadores acústicos.

6.4 - Análise do Comportamento do Veículo em Recintos Fechados

No estudo do campo sonoro de ambientes fechados, deve-se considerar variáveis complexas, tais como: a forma geométrica do ambiente, absorção acústica, fontes sonoras, posição da fonte, etc. Os ambientes internos devem satisfazer condições acústicas dependendo de seus objetivos, por exemplo: auditórios e salas de aulas devem ter inteligibilidade máxima, fábricas e oficinas devem ter níveis de pressão sonora abaixo do limite permitido (85dB para 8 horas por dia). Assim neste item é realizada uma análise modal; de recintos fechados para predição da resposta da sala mostrando a variação espacial da energia sonora.

A sala com dimensões 7 x 4,5 x 2,5 m, foi modelada e analisada através do software "ANSYS 6.0", com o objetivo de se determinar as freqüências naturais, seus respectivos campos de distribuição de pressão e de simular o comportamento de uma fonte extensa semi-esférica no seu interior. Esta fonte representada no modelo poderia ser na realidade qualquer fonte de ruído, uma máquina ou o veículo CadMot I.

Seguindo o mesmo procedimento já proposto, primeiramente são definidos os tipos de elementos que serão utilizados nas análises e o modelo geométrico que representará a sala estudada. Neste caso foram utilizados os elementos contidos na Tabela 6.1. Então o próximo passo é definir as propriedades dos materiais utilizados no modelo. Para o nosso caso foi utilizado apenas um tipo de material (o ar) com as características mostradas na Tabela 6.2.

A próxima etapa é a de construção do modelo geométrico, que foi desenvolvido em duas configurações, numa existe apenas a sala retangular Figura 6.34, na outra a fonte está contida na sala Figura 6.35.

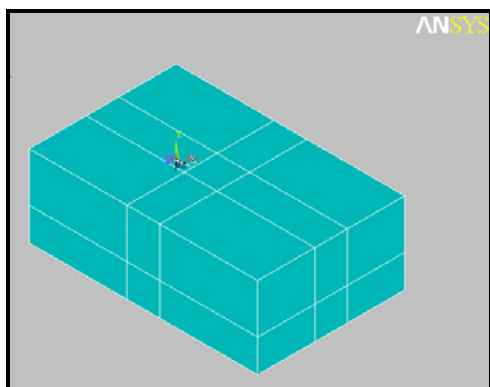



Figura 6.34 - Modelo Geométrico de Sala Retangular sem Fonte Semi-Esférica.

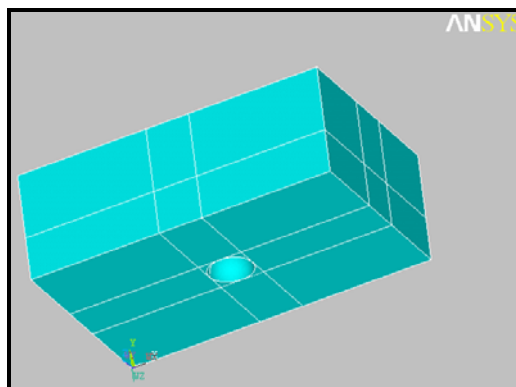



Figura 6.35 - Modelo Geométrico de Sala Retangular com Fonte Extensa Semi-Esférica.

Como está sendo modelada apenas a parte fluida da sala (o ar), para inserir a fonte em seu interior basta retirar uma calota semi-esférica do volume total da sala. Esta mudança implicará em variações nas freqüências naturais, tópico este, abordado adiante. Para a determinação do tamanho máximo dos elementos foi utilizado o mesmo critério comentado no Item 6.3, em que o tamanho do elemento não deverá ser maior do que 1/6 do comprimento de onda da maior freqüência analisada.

Depois de executada a "malhagem", a segunda etapa é iniciada com a definição das condições de contorno que serão adotadas no modelo. Para o nosso caso foi aplicado na calota esférica, que simula a fonte no interior da sala, um valor de pressão (Press = 1).

Para a análise modal foi apenas escolhido o método de solução a ser utilizado pelo "ANSYS 6.0" (Block Lanczos), o número de modos que se deseja extrair como solução (os 30 primeiros) e a faixa de freqüência a ser analisada (0 a 300 Hz) e então, foi solicitado ao programa à solução. Foi obtido um conjunto de freqüências para cada configuração da sala, que foram posteriormente comparadas com os resultados teóricos obtidos, para se atestar e calibrar o bom funcionamento do modelo.

Para o caso da análise forçada, foi escolhido o método de solução (Frontal Solver – Full), a faixa de freqüência que se deseja analisar (0 a 300 Hz) juntamente com o número de pontos que serão extraídos (10) neste intervalo.

Agora obtidas as soluções para cada análise em questão, pode-se iniciar a terceira e ultima etapa, a do pós-processamento. Aqui, destacamos o caso da análise forçada em que foram obtidos os campos de pressão sonora no interior da sala e as pressões em dois nós (Nº 377 e Nº 5558), sendo um situado no canto da sala e outro no centro da sala, todos, situados a meia altura do chão.

6.4.1 - Análise Modal

A expressão analítica que fornece os valores de freqüências naturais para uma sala em forma de prisma retangular, conforme [7], é dada por:

$$f_a = \frac{C}{2}\sqrt{\left(\frac{n_X}{L_X}\right)^2 + \left(\frac{n_Y}{L_Y}\right)^2 + \left(\frac{n_Z}{L_Z}\right)^2} \quad (6.2)$$

e os resultados são apresentados na Tabela 6.8:

Tabela 6.8 – Freqüências Naturais Calculadas Analiticamente.

n_x	n_y	n_z	f(Hz)
1	0	0	**24,5**
0	1	0	**38,1**
1	1	0	**45,3**
2	0	0	**49,0**
2	1	0	**62,1**

n_x	n_y	n_z	f(Hz)
0	0	1	**68,6**
1	0	1	**72,8**
3	0	0	**73,5**
0	2	0	**76,2**
0	1	1	**78,5**

Na Tabela 6.9, temos os resultados teóricos e analíticos:

Tabela 6.9 – Comparação entre os Resultados Analíticos e Numéricos.

Modos	Freqüências Naturais (em Hz)		
	Modelo Teórico	Modelo numérico c/ a fonte semi-esférica	Modelo numérico s/ a fonte semi-esférica
1	24,5	24,2	24,5
2	38,1	37,7	38,1
3	45,3	45,3	45,3
4	49,0	49,1	49,0
5	62,1	61,6	62,1
6	68,6	68,9	68,7
7	72,8	72,6	73,0
8	73,5	73,2	73,7
9	76,2	76,3	76,4
10	78,5	78,3	78,6

Em termo de erros relativos temos:

Tabela 6.10 – Erro Relativo entre as Freqüências Naturais Analíticas e Numéricas.

Modos	Com a fonte na sala (%)	Sem a fonte na sala (%)
1	1,22	0
2	1,04	0
3	0	0
4	0,20	0
5	0,80	0
6	0,27	0,14
7	0,27	0,27
8	0,40	0,27
9	0,13	0,26
10	0,25	0,12

Nota-se que a presença da fonte provoca uma variação nos valores de algumas freqüências naturais, porém o modelo é confiável por ter apresentado resultados idênticos aos analíticos para o caso sem a fonte. Abaixo temos nas Figuras 6.36 à 6.39 as forma modais calculadas analiticamente e as obtidas pelo software "ANSYS 6.0", para o caso da sala retangular sem a presença da fonte semi-esférica:

Figura 6.36 – Distribuição de Pressão Analítica (45,3 Hz).

Figura 6.37 – Distribuição de Pressão pelo "ANSYS 6.0" (45,3 Hz).

Figura 6.38 – Distribuição de Pressão Analítica (62,1 Hz).

Figura 6.39 – Distribuição de Pressão pelo "ANSYS 6.0" (62,1 Hz).

Ficou evidente mais uma vez, a boa concordância entre o modelo analítico e o numérico, indicando que o modelo numérico está calibrado e apresenta resultados coerentes.

6.4.2 - Análise Harmônica

Nesta etapa foram analisadas duas situações distintas. A primeira, quando a fonte está localizada no centro da sala e a segunda, quando a fonte está localizada próxima a um dos cantos da sala. Esta variação da posição da fonte implica em campos de pressões com diferentes distribuições. Isso se deve pelo fato de que quando a fonte está no centro da sala, excita de uma determinada forma uma certa quantidade de modos. Já quando ela está no canto da sala, excita outros modos de forma diferente. Abaixo são mostrados alguns campos de distribuição de pressão para certos valores de freqüência.

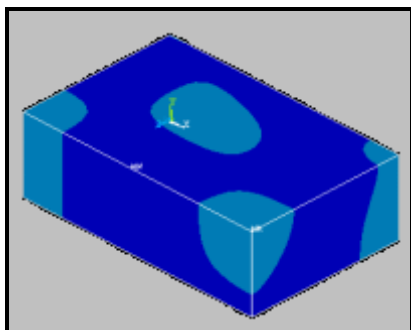



Figura 6.40 – Excitação de 90 Hz (Fonte no Canto).

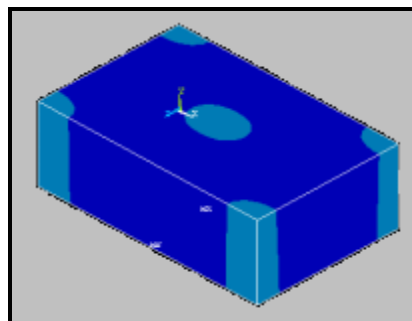



Figura 6.41 – Excitação de 90 Hz (Fonte no Centro).

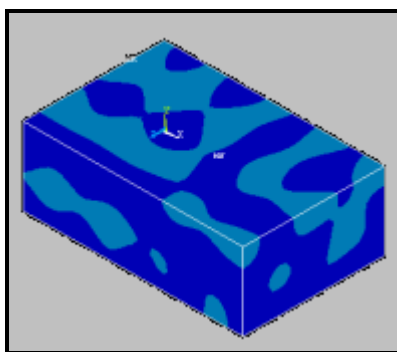



Figura 6.42 – Excitação de 210 Hz (Fonte no Canto).

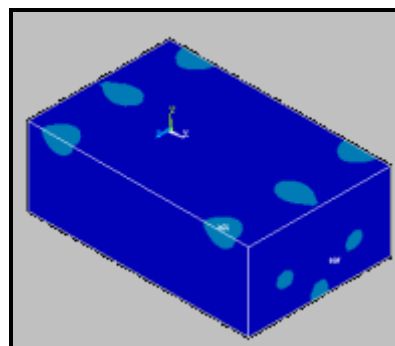



Figura 6.43 – Excitação de 210 Hz (Fonte no Centro).

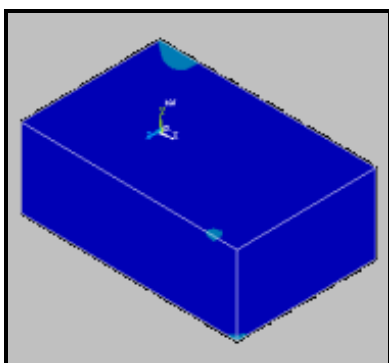



Figura 6.44 – Excitação de 300 Hz (Fonte no Canto).

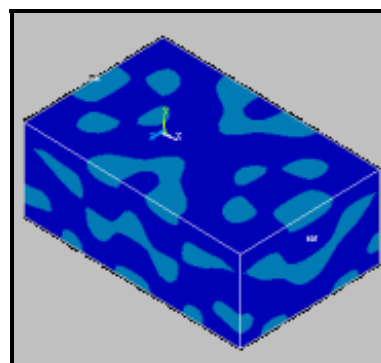



Figura 6.45 – Excitação de 300 Hz (Fonte no Centro).

Foram também escolhidos dois pontos da sala, sendo um no canto (Nº 377) e outro próximo ao centro (Nº 5558), dos quais foram retirados os gráficos da variação de pressão em função da freqüência, para o caso da fonte emitindo ruído no centro e no canto da sala como mostrado nas Figuras 6.46 à 6.49.

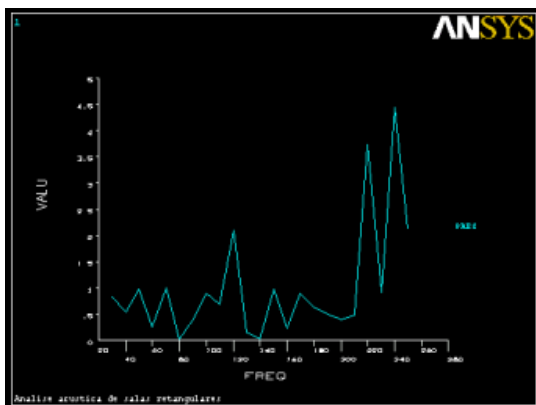



Figura 6.46 –Ponto Nº 377 (Fonte no Canto).

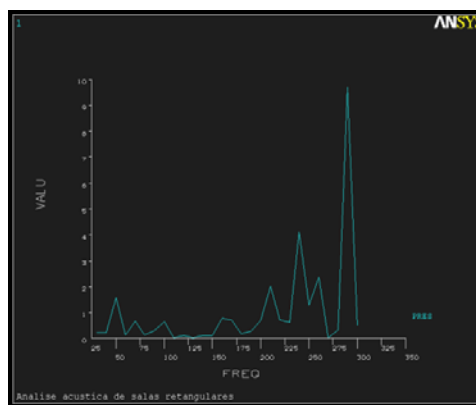



Figura 6.47 –Ponto Nº 377 (Fonte no Centro).

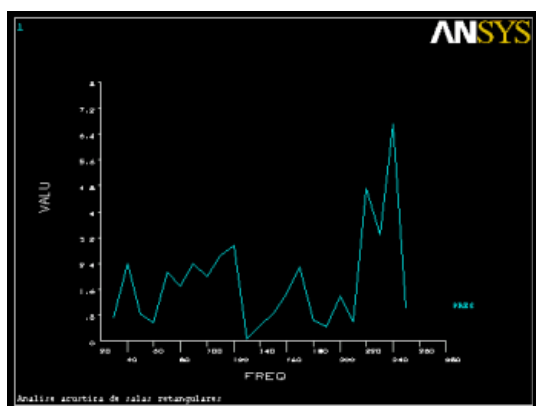



Figura 6.48 –Ponto Nº 5558 (Fonte no Canto).

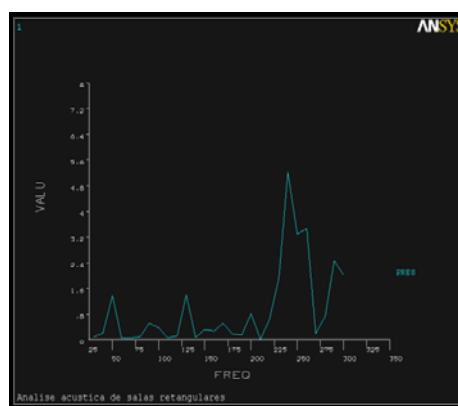



Figura 6.49 –Ponto Nº 5558 (Fonte no Centro).

6.5 - Determinação do Nível de Potência Sonora do Veículo CadMot I

Com o objetivo de determinar a potência sonora do veículo CadMot I quando em funcionamento normal, foi realizado um ensaio experimental para medição do nível de pressão sonora, com o intuito de a partir dessas informações ser possível a determinação da potência sonora do veículo. O ensaio foi realizado utilizando como referência a norma ISO 3745-1977 [11], que se baseia na determinação da pressão sonora de uma superfície semi-esférica que rodeia a fonte. Para se determinar está pressão na calota, é necessário determinar a pressão em 10 pontos distintos da mesma, como descrito nas Figuras 6.50, 6.51 e 6.52.

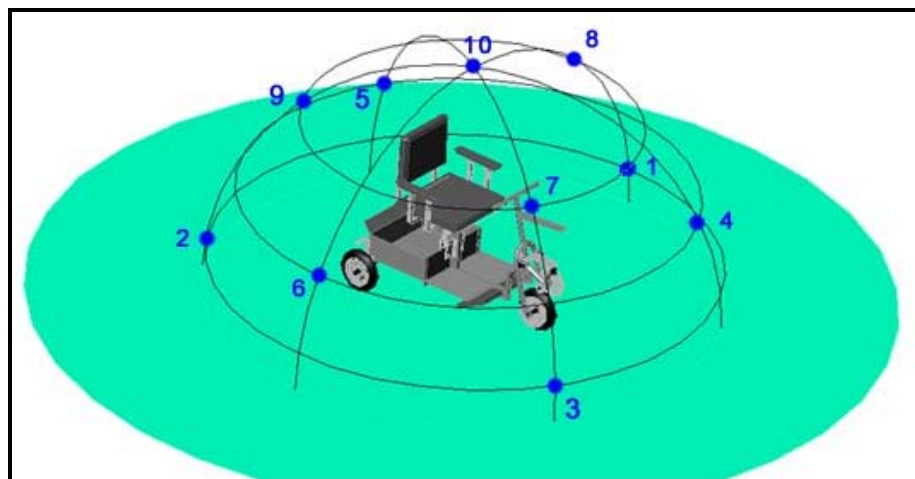



Figura 6.50 – Configuração da Calota (ISO 3745-1977).

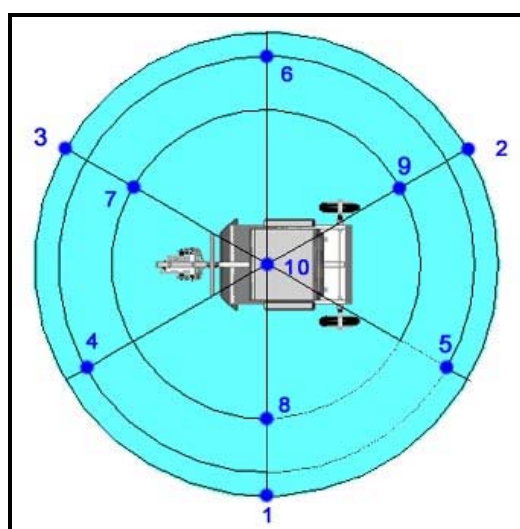



Figura 6.51 – Configuração da Calota – "Vista Superior" (ISO 3745-1977).

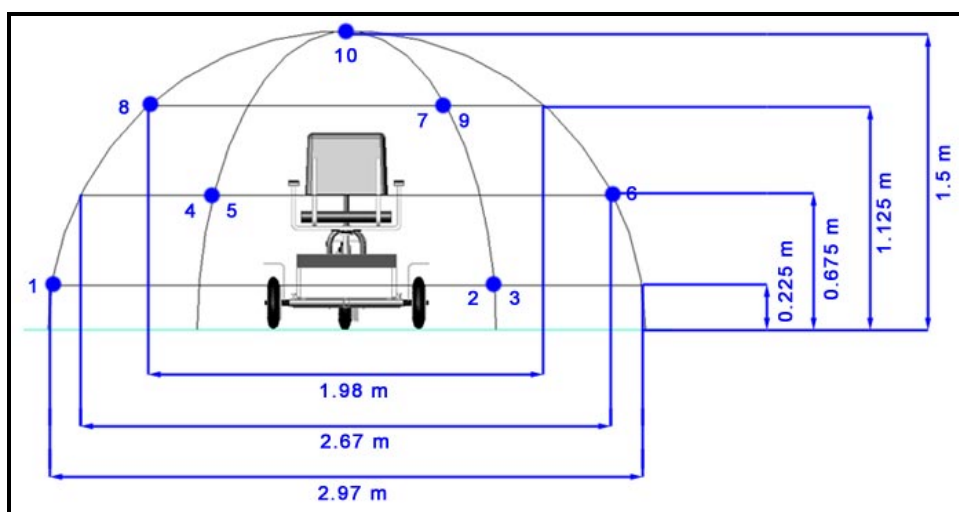



Figura 6.52 - Configuração da Calota – "Coordenadas" (ISO 3745-1977).

Para a medição da pressão sonora nos pontos apresentados foi utilizado um Medidor de Nível sonoro com filtro de terço de oitava, fabricado pela B&K, Modelo: 2238, Série: 2160, Certificado de Calibração CA 991221 de propriedade da Empresa Eletronorte – Lacen, o qual foi operado pelo técnico Raimundo D. Uchoa Viana e pelo Eng. Paulo Thadeo de Andrade Silva.

O ensaio foi realizado no estacionamento do Laboratório de Eng. Química da Universidade Federal do Pará. Este local pode ser considerado como um "campo aberto", indicando que as ondas sonoras emitidas pela fonte não retornam a mesma por efeito de reflexões de edificações próximas. Neste local no horário escolhido (9:30 h à 10:30 h) para o teste, não existe uma considerável influência dos ruídos randômicos, permitindo a consideração de que o ruído de fundo (Figura 6.53) é constante.

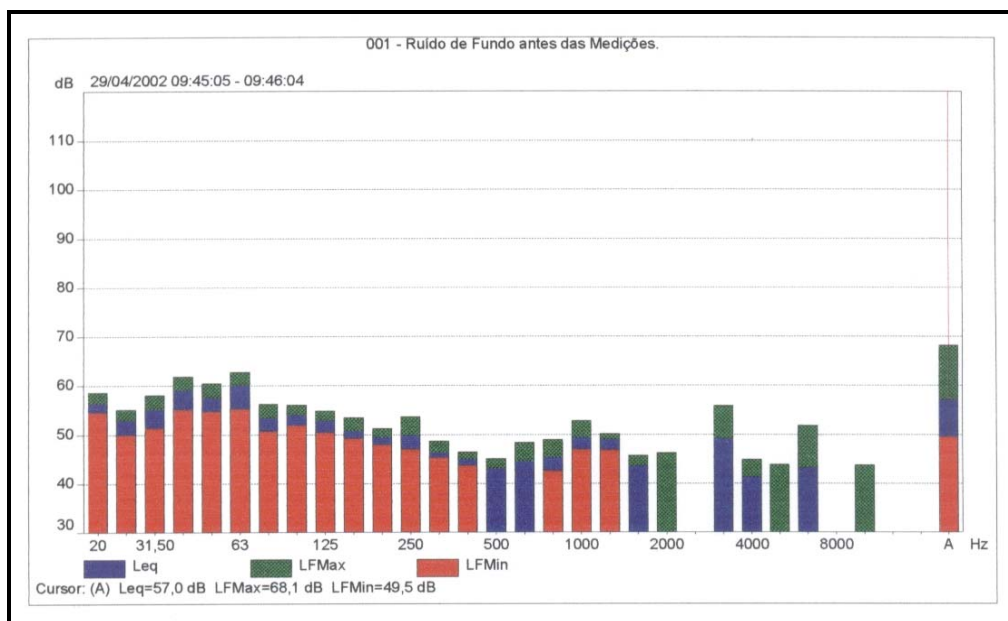



Figura 6.53 – Espectro de Ruído de Fundo.

Os pontos medidos foram apresentados na forma de relatório impresso pelo sistema de tratamento de dados utilizado pelo Medidor de Pressão Sonora, como mostrado na Figura 6.54 (Ex.: Espectro de Pressão Sonora para a Posição 5).

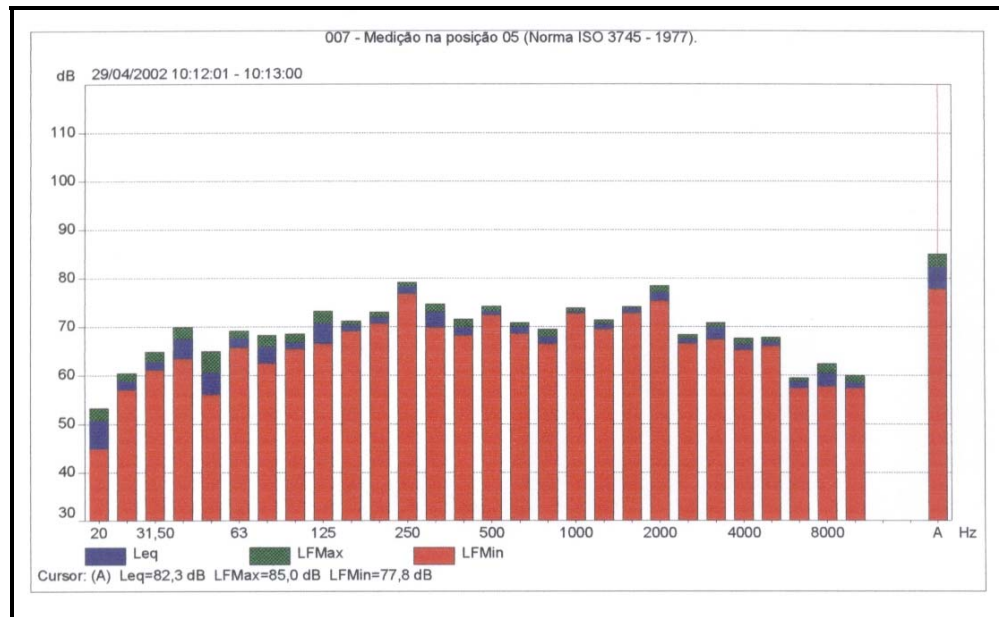



Figura 6.54 – Espectro do Ponto 5 (ISO 3745-1977).

Tabela 6.11 – Valores das Pressões Globais.

Medição	Descrição	Pressão (dB)
1	Ruído de Fundo antes das medições	57,0
2	Medição na saída do sitema de escape com silenciador	97,3
3	Medição na Posição 01 (Norma ISO 3745 – 1997)	91,0
4	Medição na Posição 02 (Norma ISO 3745 – 1997)	84,2
5	Medição na Posição 03 (Norma ISO 3745 – 1997)	90,5
6	Medição na Posição 04 (Norma ISO 3745 – 1997)	91,9
7	Medição na Posição 05 (Norma ISO 3745 – 1997)	82,3
8	Medição na Posição 06 (Norma ISO 3745 – 1997)	90,2
9	Medição na Posição 07 (Norma ISO 3745 – 1997)	91,4
10	Medição na Posição 08 (Norma ISO 3745 – 1997)	88,9
11	Medição na Posição 09 (Norma ISO 3745 – 1997)	84,6
12	Medição na Posição 10 (Norma ISO 3745 – 1997)	88,5
13	Medição na Posição do Ouvido Direito do Condutor	89,4
14	Medição na Posição do Ouvido Esquerdo do Condutor	89,8
15	Rudido de Fundo depois das medições	56,5

Adquiridos os valores de pressão sonora para os diversos pontos medidos (Tabela 6.11), foi calculado o nível de pressão sonora global na calota (em dB) através da Equação 6.3. Cabe ressaltar que não foi necessário subtrair o ruído de fundo, visto que o valor global do mesmo é menor que 10 dB do valor do ruído medido com o veículo em funcionamento.

$$\overline{L}_P = 10 \cdot \mathrm{Log}_{10} \frac{1}{N} \cdot \left(\sum_{i=1}^{N} 10^{0,1 \cdot L_{Pi}} \right) \tag{6.3}$$

$$\overline{L}_P = 89{,}326\ \text{dB}$$

onde, N é o número de medições e L_{Pi} é o nível de pressão sonora global, medido no ponto "i" em dB. Calcula-se então o nível de potência sonora global através da Equação 6.4:

$$\overline{L}_W = \overline{L}_P + 10 \cdot \text{Log}_{10}\left(\frac{S_2}{S_0}\right) + C \tag{6.4}$$

onde, S_2 é igual a $2\pi r^2$ (r = 1,5 m), S_0 é igual a 1 m^2 e C é uma correlação térmica (em dB), para a influência da temperatura em graus celsius (Te) e da pressão atmosférica em milibar (Pat) e é definida pela Equação 6.5:

$$C = -10 \cdot \text{Log}_{10}\left[\left(\frac{293}{273+\text{Te}}\right)^{0,5} \cdot \frac{\text{Pat}}{1000}\right] \tag{6.5}$$

Como as influências da temperatura e da pressão são muito pequenas foi desprezado o fator de correção "C". O valor do nível de potência sonora global da fonte em questão é igual a 100,83 dB. Este valor é importante tanto para a caracterização da fonte quanto para a determinação dos campos de distribuição da pressão sonora ao redor do veículo CadMot I.

Foram também medidos os espectros de pressão na saída do sistema de escape e nas proximidades dos ouvidos direito e esquerdo do condutor (Figuras 6.55, 6.56 e 6.57), indicando um alto nível de emissão de ruídos pelo veículo que se torna prejudicial à saúde do condutor e dos que estão ao seu redor por um determinado tempo de exposição.

Como mostrado na Figura 6.55 à 6.57, o nível global de ruído, tanto na saída do sistema de escape, ou seja, após o silenciador (97,3 dB) quanto nas posições próximas ao ouvido direito (89,4 dB) e esquerdo (89,8 dB) do condutor, é bastante elevado e está acima do recomendado (85 dB por um período de 8 horas), sendo necessário o projeto de um novo sistema de escape e de uma carenagem em torno do motor, para que o ruído possa ser atenuado, bloqueado ou até mesmo confinado, se não a saúde do condutor estará em risco.

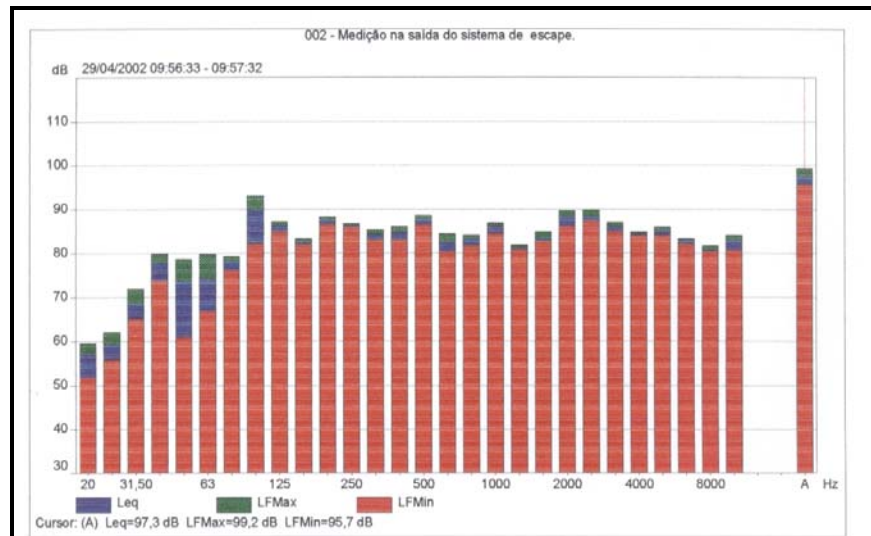



Figura 6.55 – Espectro na Saída do Silenciado (ISO 3745-1977).

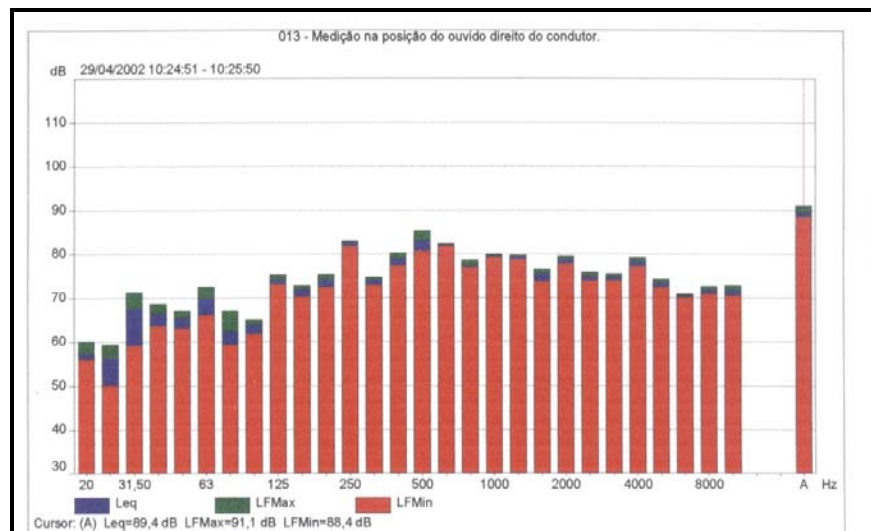



Figura 6.56 – Espectro na Posição do Ouvido Direito do Condutor (ISO 3745-1977).

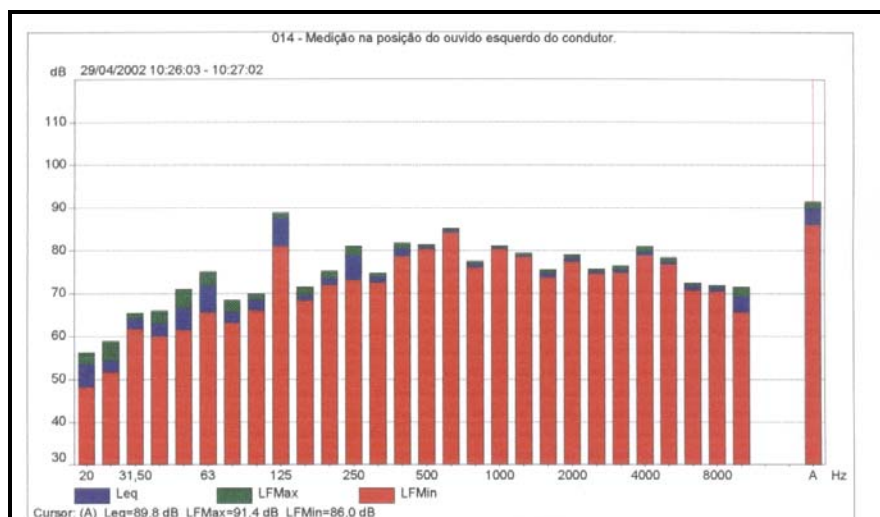



Figura 6.57 – Espectro na Posição do Ouvido Esquerdo do Condutor (ISO 3745-1977).

CAPITULO 7

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

7.1 – Conclusões

Neste trabalho o objetivo principal foi analisar um veículo motorizado para o transporte de deficientes físicos com o intuito de resolver diversos problemas existentes em um veículo produzido anteriormente. Assim, foi desenvolvido um protótipo de veículo mais leve, de fácil fabricação, de modo a se obter um menor custo de manutenção e um menor nível de emissão de ruído, principalmente, devido à implantação de um sistema de escapamento mais eficiente, além de se ter uma maior estabilidade durante o movimento, bem como um melhor acesso à poltrona do condutor e mais espaço para apoiar os pés. A síntese de todas as etapas de construção do protótipo é apresentada no Anexo 2, como um Manual de Construção do Veículo CadMot I, de modo que os requisitos acima referidos possam ser atendidos, além de outros que constam das exigências do código de transito em vigor.

Quanto ao Motor JD 37, cabe ressaltar os seus maiores problemas que são: emissão de ruídos, aquecimento excessivo e vibrações. Como citado, o motor é responsável por todas as vibrações da estrutura, merecendo um estudo específico para dimensionamento de seus isoladores, de modo a se viabilizar uma diminuição da transmissibilidade das forças induzidas devido ao desbalanceamento reciprocrativo. Por outro lado, o problema do aquecimento pode ser minimizado com a utilização de uma carenagem na frente do veículo que direcione o fluxo de ar e melhore sua refrigeração, o que possibilitará um maior conforto ao condutor.

O veículo apresentou um bom comportamento durante sua movimentação, sendo consideravelmente melhor do que o veículo antigo. Este fato deve-se ao aumento da distância entre eixos e a possibilidade de regulagem da posição da poltrona, o que facilita o posicionamento do condutor em relação ao centro de gravidade do veículo. Entretanto, o maior problema detectado foi a baixa potência do motor, uma vez que o mesmo não apresentou um bom desempenho durante os testes de subida de aclives e de aceleração. Estes problemas podem ser solucionados a partir do dimensionamento de uma nova polia para o sistema de transmissão, com um diâmetro maior, o que diminuiria as velocidades máximas atingidas pelo veículo e em conseqüência um aumento do torque na roda do veículo.

Os resultados obtidos para a análise estática do veículo estão dentro dos limites de segurança para carregamentos dinâmicos, onde a tensão admissível deve ser igual a 1/5 (um quinto) da tensão de escoamento. Para o nosso caso, foi adotada a tensão de escoamento para o aço 1020, ou seja, σ_e = 289 MPa. O maior valor de tensão no veículo em geral, tanto durante a análise estática quanto durante a forçada, não ultrapassaram 60 MPa e os valores dos deslocamentos ficaram na ordem de milímetros, para a maioria dos casos analisados, exceto para os casos mostrados nas Figuras 5.29 e 5.33, onde as tensões alcançaram valores próximos ou acima do limite de escoamento. Estes valores de tensão elevados podem ser explicados a partir da constatação de que, nos dois casos, as vibrações induzidas pelo motor têm como freqüências características valores próximos aos das freqüências naturais do modelo estrutural analisado, o que resulta em grandes deformações. Entretanto, cabe ressaltar que, durante a análise numérica, não foi considerado o amortecimento estrutural que, como sabemos, seria responsável pela redução dessas deformações e, em conseqüência, das tensões que atuam sobre o modelo de elementos finitos. Por outro lado, o carregamento foi aplicado como se a transmissibilidade fosse igual a 100%, o que não é verdadeiro, uma vez que o motor está preso à estrutura através de coxins, o que minimiza a transmissão dos esforços provenientes do motor. Finalmente, é oportuno destacar que este valor de tensão tão elevado ocorreu em apenas um ponto, devido à escolha do elemento finito usado na modelagem, uma vez que ele trata a junção como um ponto quando na realidade uma modelagem por elementos sólidos seria mais recomendada.

Quanto a analise modal, ficou evidente a influência das massas dos componentes nas freqüências naturais do veículo, visto que quando essas massas foram adicionadas ao modelo de elementos finitos as freqüências naturais do veículo diminuíram consideravelmente, principalmente, devido à massa adicionada (condutor, motor e acessórios) ser maior que a soma de todas as demais massas que compõem o chassis do veículo.

A opção da utilização do Motor JD 37, deve-se ao fato exclusivo do menor custo de aquisição e de operação (autonomia de uso) do mesmo, quando comparado com outro tipo de acionador disponível no mercado. Entretanto, é oportuno destacar que este custo é válido para os motores obtidos a partir de sucatas da WalkMachine.

No que se refere à comparação entre os dois tipos de silenciadores (uma e três câmaras de expansão), percebeu-se que o silenciador, com três câmaras de expansão, obteve resultados mais satisfatórios, pois foi capaz de atenuar níveis maiores de ruídos que o silenciador com uma câmara de expansão em, praticamente, todas as freqüências analisadas.

Além deste fato, o silenciador modelado é muito mais fácil de ser construído do que o silenciador original vendido no Kit do Motor JD 37.

No que diz respeito à simulação do comportamento do veículo em uma sala retangular, a primeira etapa conduzida visou a validação do modelo de elementos finitos da sala, a partir da comparação entre a análise modal numérica e teórica encontrada na referência [7]. Esta comparação permitiu a verificação dos excelentes resultados do modelo numérico e sua utilização nas simulações subseqüentes, as quais objetivaram a verificação dos campos de pressão sonora dentro da sala, tendo por base posicionamentos distintos do veículo em seu interior.

Por fim, a determinação experimental do nível de potência sonora do veículo mostrou que o mesmo necessita de um trabalho de controle de ruído, uma vez que este nível pode ser considerado alto e levará a uma exposição inadequada por parte do condutor e das pessoas que estiverem próximas ao veículo. É importante destacar que a cadeira deve ser vista como uma fonte de ruído multidirecional com direções de propagação sonora predominantes, conforme se pode perceber nos resultados experimentais apresentados no corpo deste trabalho.

Finalmente, pode-se concluir que os objetivos deste trabalho foram alcançados muito embora os seus resultados apontem para a necessidade da continuidade das ações que visem a melhoria do veículo desenvolvido.

7.2 – Recomendações para Trabalhos Futuros

O esforço de pesquisa desenvolvido permitiu o desenvolvimento de um veículo motorizado para o transporte de deficientes físicos. Durante o desenvolvimento deste veículo foram detectados diversos problemas relacionados com seu uso e sua funcionalidade que necessitam de um estudo particular e aprofundado. Baseado nesta premissa, sugerem-se as seguintes recomendações que visam ampliar e/ou melhorar o CadMot I, como comentado a seguir:

- Implementação de equipamentos de segurança;
- Desenvolvimento de um sistema elétrico adequado;
- Dimensionamento de isoladores (coxins) para reduzir as de vibrações provenientes do motor;
- Dimensionamento e melhoramento do sistema de transmissão;

- Desenvolvimento do conjunto de carenagens do veículo (ressaltando sua função acústica, térmica e estética);
- Desenvolvimento do sistema de suspensão do veículo;
- Desenvolvimento de uma análise acústica mais detalhada e criteriosa;
- Realização de ensaios experimentais referentes ao comportamento estático e dinâmico do veículo (testes destrutivos, não-destrutivos, análise modal experimental, etc.).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS

[1] ANSYS. **User`s Manual – Theory.** V. 4, revision 5.3, Swanson analysis Systems, Inc., 1996.

[2] ABNT NBR 9050, 1994. **Acessibilidade de Pessoas Portadoras de deficiências, a edificações, espaço mobiliário e equipamentos urbanos.**

[3] BEER, F. P. & JOHNSTON, E. R. Jr. **Resistência dos Materiais.** Rio de Janeiro: Markron Books, 1995.

[4] BEER, F. P. **Mecânica Vetorial para Engenheiros.** São Paulo: Markron Books, 1991.

[5] FONSECA, A. J. H. **Sistematização do Processo de Obtenção das Especificações de Projeto de Produtos Industriais e sua Implementação Computacional.** Florianópolis, 1999.

[6] GARCIA, O. **Motores de Combustão Interna.** São Paulo – SP: Impresa Oficial do Estado, 1989.

[7] GERGES, S.Y. **Ruído: Fundamentos e Controle.** 2ª Ed. Florianópolis – SC: NR Editora, 2000.

[8] GIRAUDET, G. **Iniciação à Aparelhagem dos Deficientes Físicos: Prótese – Órtese, Calçados Ortopédicos, Cadeira de Rodas.** São Paulo: Organização Andrei Editora, 1980.

[9] HALLIDAY, D. **Física 1.** Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1996.

[10] HARTOG, J.P.D. **Vibrações nos Sistemas Mecânicos.** São Paulo: Edigard Blücher, Ed. da Universidade de São Paulo, 1972.

[11] ISO 3745-1977. **Determination of Sound Power of Noise Sources – Precision Method.**

[12] LEI Nº 9.503, DE 23 DE SETEMBRO DE 1997. **Código de Trânsito Brasileiro.**

[13] MACHADO, I. G. **Soldagem e técnicas conexas: processos.** Porto alegre: editado pelo autor, 1996.

[14] MICROMACHINE. (on line). Disponível na Internet via: **http://www.micromachine. .com.br/** (15 de Abril 2002).

[15] MONTEIRO, I. **Normas de Adaptação de Prédios Públicos aos Portadores de Deficiência.** Belém – PA, 1997.

[16] MOTOR GATO. (on line). Disponível na Internet via: **http://www.motorgato.cjb.net/.** (15 de abril 2002).

[17] NICOLAZZI, L. C. **Uma Introdução a Teoria de Veículos.** Florianópolis – SC: Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica – CTC, 1992.

[18] PROVENZA, F. **Projetista de Máquinas.** 5ª Ed. São Paulo: Pro-Tec, 1976.

[19] SOEIRO, N.S. **Uma Metodologia de Modelagem Vibro-Acústica de Caixa de Engrenagem de Uso Veicular.** Florianópolis – SC, 2000.

[20] SOUZA, M.R. (organizada por). **Deficiência e Cidadania: Coletânea de Leis.** Série Normas para gestão na Educação nº 14. Belém – PA, 1997.

[21] TIMONSHENKO, S. P. **Mecânica dos Sólidos.** Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1984.

[22] VIEIRA, J.B.A. **Estudo de Acesso e Locomoção de Deficientes Físicos no Prédio da Assembléia Legislativa.** Belém – PA, 1997.

[23] WHEELCHAIRS FREEDOM. (on line). Disponível na Internet via: **http://www.freedom.ind.br/** (15 de abril 2002).

ANEXO 1

QUESTIONÁRIO

QUESTIONÁRIO DO CLIENTE / USUÁRIO DIRETO

NOME DO PROJETO: DESENVOLVIMENTO DE UM VEÍCULO MOTORIZADO PARA O USO DE DEFICIÊNTES FÍSICOS.

USUÁRIO DIRETO:

END.:

RG:____________________TEL.:_____________IDADE:_______DATA:___/___/___

Um dos principais objetivos desse projeto, é apresentar para os deficientes um manual (cartilha) de projeto do veículo motorizado desenvolvido na Universidade Federal do Pará, batizado com o nome de "CadMot I". . Em modo geral podemos dizer que o CadMot I, tem como finalidade principal transportar deficientes físicos em vias e locais abertos, pois está equipado com um motor de combustão interna de 2T, com 1 hp de potência e que por isso emite uma quantidade de gases tóxicos que o impossibilita de trafegar em ambientes fechados.

Foto do Veículo CadMot I

OBJETIVOS:

O projeto tem como foco principal analisar um veículo motorizado para o transporte de deficientes físicos com o intuito de resolver um direito constitucional de todo o cidadão de ir e vir, tendo em vista às dificuldades encontradas pelos portadores de deficiências de terem acesso ou locomoção na maioria das edificações, assim como circulação nos logradouros ou transportes coletivos.

Atendendo o acima referido, este projeto tem como objetivos específicos os seguintes itens:

- Coleta de dados e informações de campo junto a usuários e fabricantes de cadeiras de rodas, bem como fabricantes e revendedores de componentes relacionados com o veículo em questão.
- Levantamento dos veículos já existentes na região para uso de deficientes, identificando vantagens e desvantagens no que diz respeito a aspectos técnicos, econômicos, funcionais, sociais e outros.
- Dimensionamento e construção de uma unidade modelo do veículo, a fim de submetê-la a testes que "quantifiquem" sua performance.
- Padronização e normalização dos processos de fabricação e montagem do veículo tendo como matéria-prima fundamental sucata, assim como elaboração de manuais de operação e manutenção do mesmo.
- Análise da Fonte de ruído e vibrações (motor) para melhor entender suas característica técnicas, físicas e funcionais.
- Fornecer uma visão global sobre os diversos aspectos que estão relacionados ao projeto de um veículo automotor (Determinação do Centro de Gravidade, Análise de Mobilidade, etc.) e execução de testes experimentais de dirigibilidade no veículo CadMot I.
- Análise Estática e Modal do Veículo CadMot I, através do software ANSYS.
- Análise do Sistema de Escapamento e do Comportamento do Veículo em Recintos Fechados.
- Proposta melhorada do veículo CadMot I, fundamentada no projeto em questão.

DESEJOS EXPLÍCITOS DOS PROMOTORES DO PROJETO:

- Veículo Motorizado para o transporte de Deficientes Físicos.
- Fácil Fabricação (tecnologia e materiais).
- Baixo Custo.
- Melhoria das Características de Movimentação e Funcionamento do Veículo em relação ao veículo já existente.

PERGUNTAS

1) Quanto à operação de sentar na cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

2) Quanto à operação de deixar a cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

3) Quanto ao apoio dos braços, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

4) Quanto ao apoio das mãos para andar (no volante), quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

5) Quanto à mudança de posição (movimentação) na cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

6) Quanto ao espaço vazio que a cadeira ocupa, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

7) Quanto à "leveza" da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

8) Quanto à mobilidade (movimentação) da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

9) Quanto à regulagem de altura, angulação, etc da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

10) Quanto às dimensões da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

11) Quanto à segurança da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

12) Quanto à manutenção da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

13) Quanto à durabilidade da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

14) Quanto à estética e preferências formais da cadeira, quais as suas sugestões (melhorias e/ou deficiências)?

____
____
____
____
____

15) Quais as suas sugestões quanto ao uso da cadeira?

____
____
____
____
____

16) Quais as suas sugestões quanto à funcionalidade da cadeira?

____
____
____
____
____

17) Comentários Gerais:

____
____
____
____
____
____
____
____
____
____

ANEXO 2

MANUAL DE CONSTRUÇÃO E UTILIZAÇÃO DO VEÍCULO CADMOT I

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ - UFPA
CENTRO TECNOLÓGICO - CT
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – DEM
GRUPO DE VIBRAÇÕES E ACÚSTICA – GVA

MANUAL DE CONSTRUÇÃO E UTILIZAÇÃO DO VEÍCULO CADMOT I

VERSÃO: MAIO / 2002
BELÉM - PA

SUMÁRIO DO ANEXO

1. INTRODUÇÃO

Mais leve, mais forte, mais manejável, a cadeira de rodas constitui para o deficiente um instrumento insubstituível de autonomia, apreciado e muitas vezes, preferido as órteses ambulatórias.

Mesmo assim muitos deficientes não têm a oportunidade de se locomover de forma segura e autônoma, pois os veículos existentes no mercado, principalmente os motorizados, têm um alto custo de aquisição. Como forma de possibilitar maior autonomia e independência aos deficientes físicos, o Grupo de Vibrações e Acústica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará propõe-se a desenvolver um veículo motorizado para uso de deficientes físicos, que permita adaptação de acessórios opcionais de acordo com as limitações de seu usuário, que possa ser utilizado como meio de transporte seguro e confortável em diversas condições de terreno e que seja equipado com assento articulado, permitindo que o usuário se coloque em postura ortostática (em pé) e seja capaz de alcançar objetos em alturas elevadas, além de evitar diversos problemas de saúde.

Isso faz parte de um projeto desenvolvido no Departamento de Engenharia Mecânica intitulado "Desenvolvimento de um Veículo Motorizado para o Uso de Deficientes Físicos", que está dividido em 2 (duas) etapas. A primeira etapa preocupa-se em estudar um veículo motorizado já utilizado por alguns deficientes físicos, e que apresenta inúmeros problemas, tanto no que diz respeito à utilização, quanto às características técnicas. A segunda etapa tem como objetivo desenvolver um novo veículo para ser utilizado pelos deficientes, de acordo com as técnicas de desenvolvimento de produtos e de elaboração de projetos.

Este manual tem como objetivo descrever todo o processo de construção, características técnicas, e formas de utilização do veículo motorizado CadMot I (Figura 1.1, 1.2 e 1.3), utilizado para a locomoção de deficientes físicos.

Figura 1.1 – Veículo CadMot I.

Figura 1.2 – Vista geral do CadMot I.

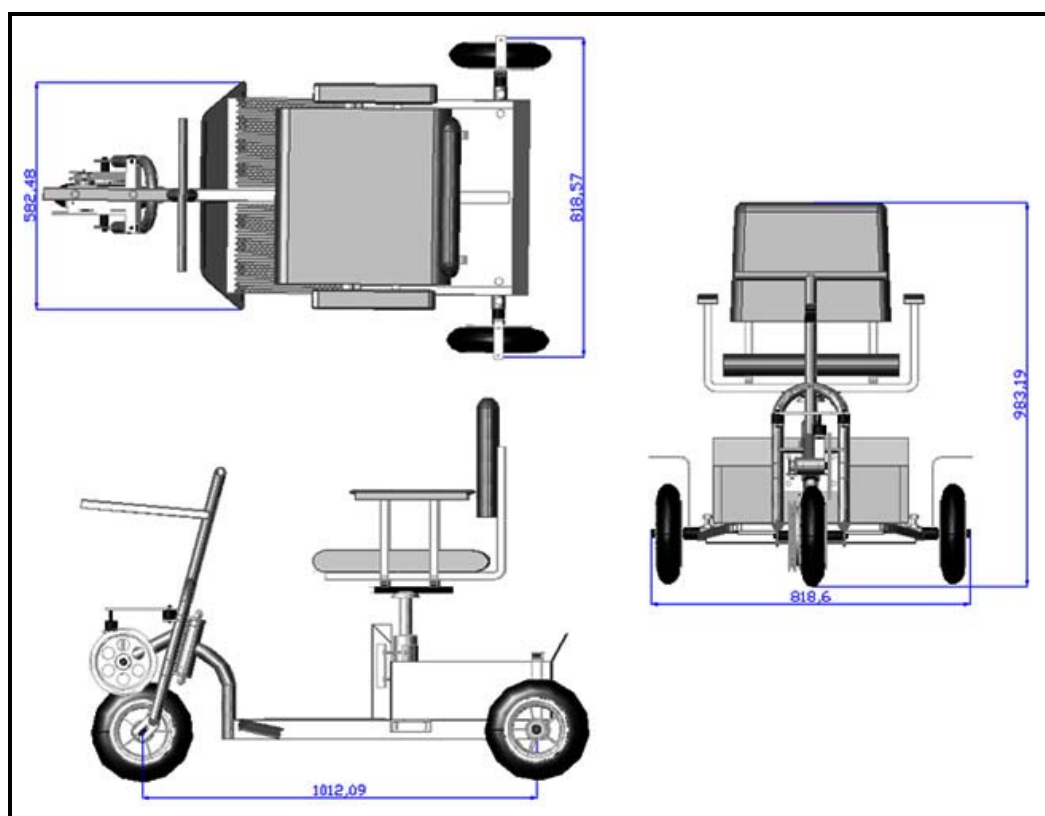



Figura 1.3 – Dimensões principais do CadMot I (mm).

Na tabela abaixo são apresentadas as principais características do veículo CadMot1:

Tabela 1.1 – Características Técnicas do CadMot I.

Dist. Eixos	1,01 m	**Carga Máxima**	100 Kg
Larg. Mínima	0,818 m	**Combustível**	Gasolina + Óleo
Altura	0,98 m	**Refrigeração**	A ar, Aletas
Peso (S/ Condutor)	42,5 Kg	**Embreagem**	Centrífuga
Motor / Cilindrada	2 tempos / 37 cc	**Velocidade Normal**	20 Km/h
Peso do Motor	12,5 Kg	**Velocidade Máxima**	30 Km/h

2. CONSTRUÇÃO DOS DIFERENTES SISTEMAS DO VEÍCULO
2.1. CHASSIS

a) Material Utilizado:

Item	Material	Descrição	Quantidade
1	Metalon	50 x 30 x Esp. 1.2 mm	1300 mm
2	Tubo	34 mm x Esp. 2 mm	785 mm
3	Tubo	43 mm x Esp. 2 mm	140 mm
4	Rolamento	6202 Z	2 und.
5	Parafuso Sextavado c/ Porca	D 12,7 mm x Comp.33,3 mm	4 und.

b) Procedimento Construtivo:

- Cortar o Metalon (Item 1), segundo descrito na Figura 2.1;

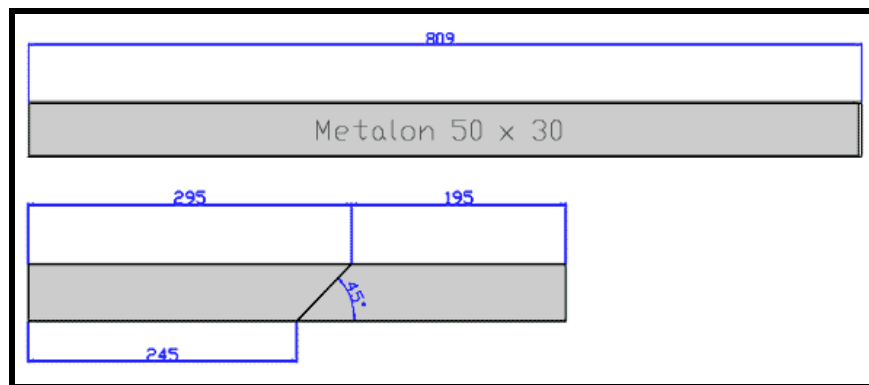



Figura 2.1 – Corte do metalon.

- Cortar o Tubo 34 mm (Item 2) conforme descrito na Figura 2.2;

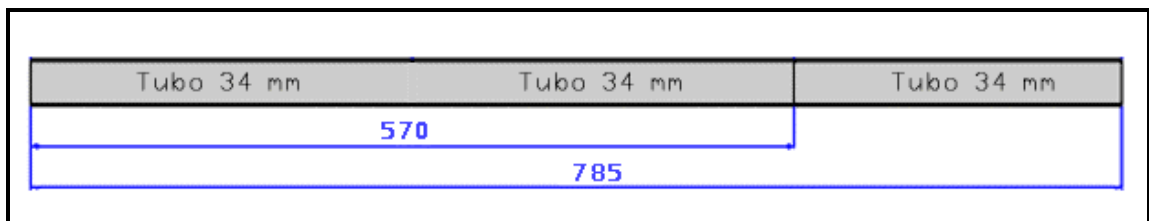



Figura 2.2 – Corte do tubo de 34 mm.

- Dobrar o tudo de 34mm (Item 2), de 215mm segundo os parâmetros: r = 80 mm e α = 75°, como mostrado na Figura 2.3;

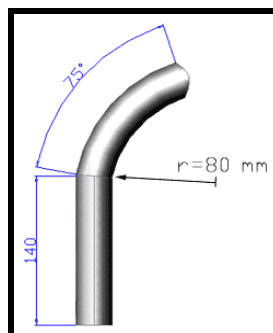



Figura 2.3 – Dobragem do tubo.

- Ajustar (desbastar) as partes que devem ser encaixadas antes da soldagem (Item 1, Item 2), conforme mostra a Figura 2.4 e desbastar encaixe dos rolamentos (Item 4) no Item 3, conforme a Figura 2.5;

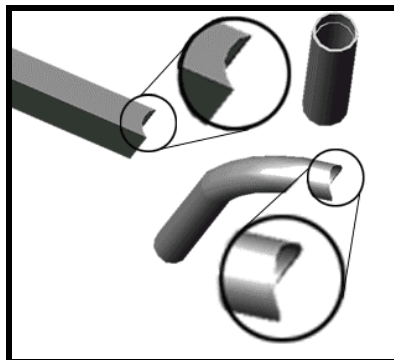



Figura 2.4 – Ajuste das peças antes da soldagem.

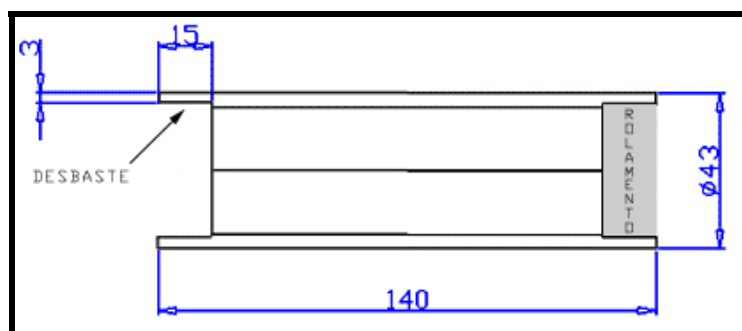



Figura 2.5 –Esquema de desbaste do tubo de 43 mm para o encaixe dos rolamentos.

- Fazer furo de 34 mm na ponta da barra de Metalon de 809 mm, segundo localização mostrada na Figura 2.6;

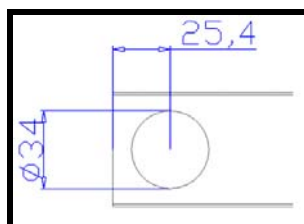



Figura 2.6 – Furo para encaixe do eixo traseiro.

- Fazer 4 furos de 13 mm no tubo de 34 mm, e de comprimento 570mm segundo as especificações da Figura 2.7;

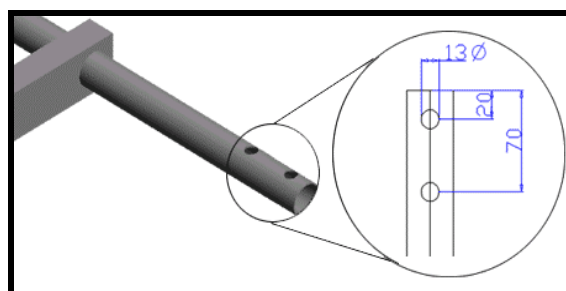



Figura 2.7 – Posição dos furos.

- Soldar as peças segundo Figuras 2.8, 2.9 e 2.10;

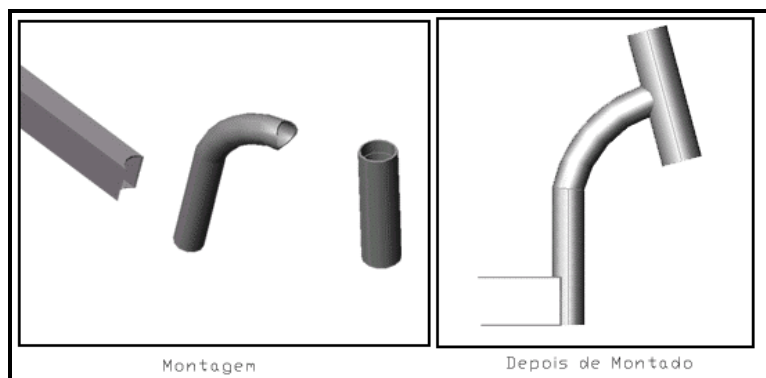



Figura 2.8 –Esquema de soldagem das peças.

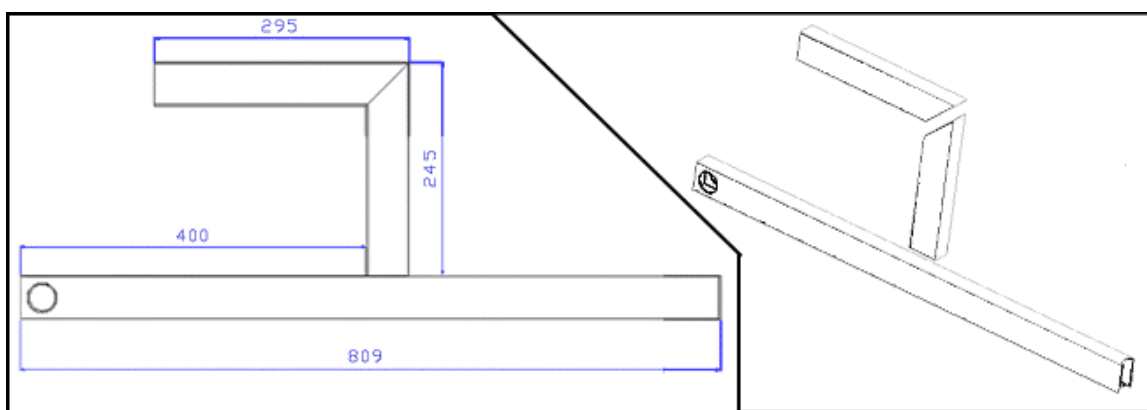



Figura 2.9 – Medidas para a montagem e posterior soldagem do metalon.

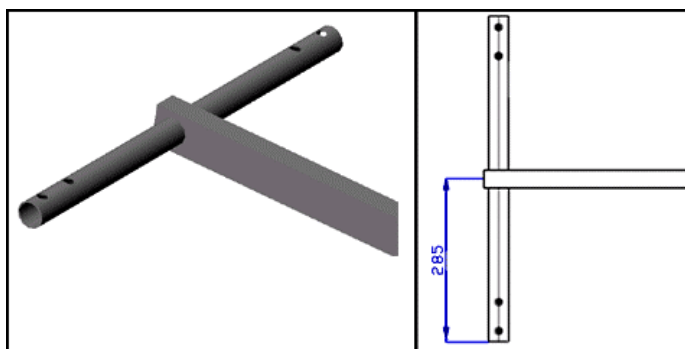
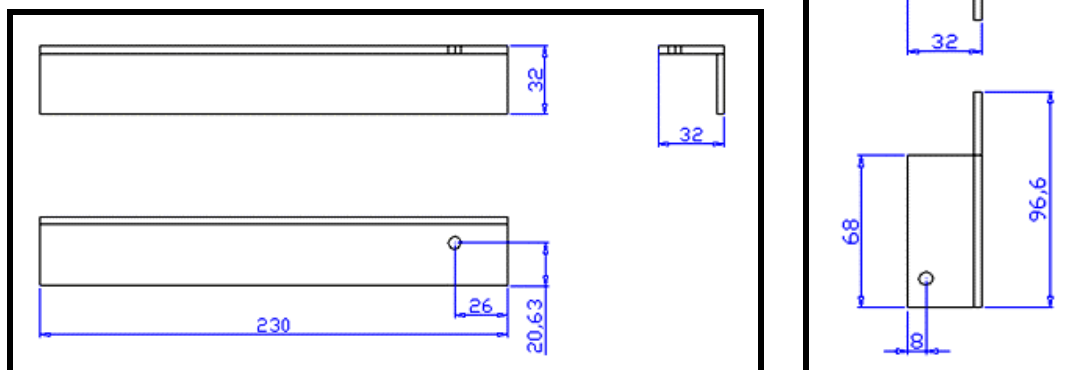
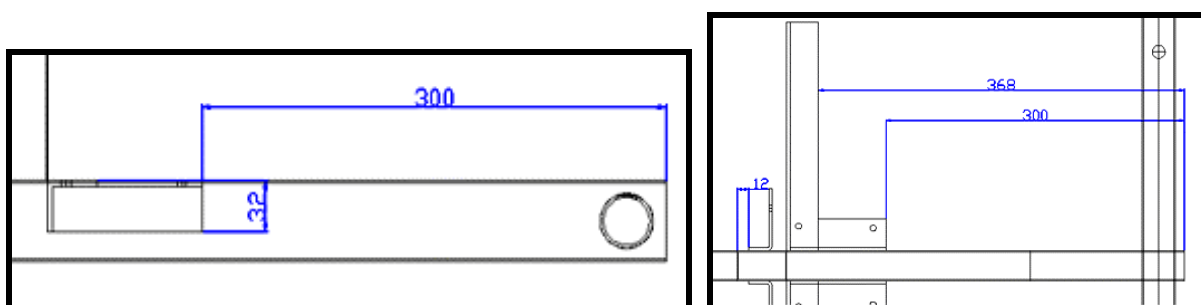



Figura 2.10 – Posição correta para a soldagem do eixo traseiro.

- Soldar as porcas (Item 5) no tubo de 34 mm de 570 mm, fazendo com que o centro da porca coincida com o centro do furo, segundo Figura 2.11;

Figura 2.11 – Soldar as porcas que regulam a largura do eixo traseiro.

- Cortar as cantoneiras e solda-las no metalon, conforme é mostrado nas Figuras 2.12, 2.13, 2.14, 2.15 e 2.16;

Figuras 2.12 e 2.13 – Medidas dos furos e distâncias de corte.

Figuras 2.14 e 2.15 – Medidas para soldagem das cantoneiras.

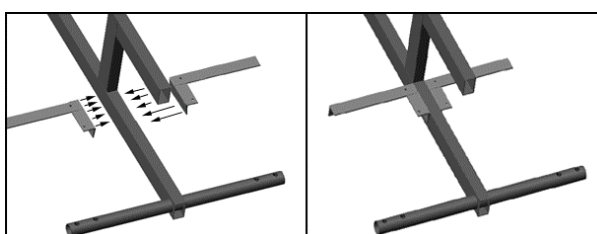



Figura 2.16 – Vista da soldagem das cantoneiras.

- Fazer os cortes dos componentes do suporte do pé do passageiro como Figuras 2.17 e 2.18. O suporte poderá ser reaproveitado de um WalkMachine velho. Se não for possível isso, seguir os esquemas de corte das figuras abaixo;

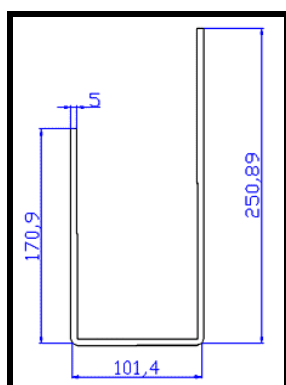



Figura 2.17 – Dobramento da barra chata.

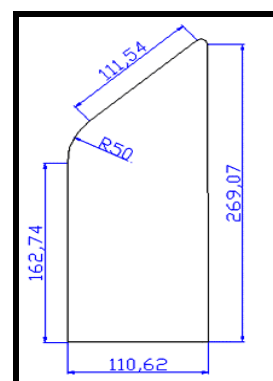



Figura 2.18 – Posições e ângulo de corte da chapa.

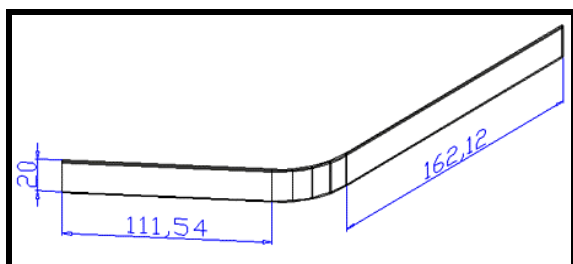



Figura 2.19 – Medidas para dobragem da barra chata.

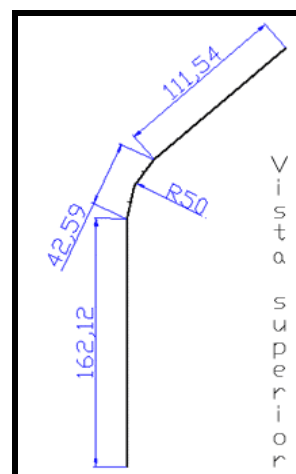



Figura 2.20 – Vista superior.

- Fazer a montagem do suporte do pé seguindo o esquema mostrado nas Figuras 2.21 e 2.22:

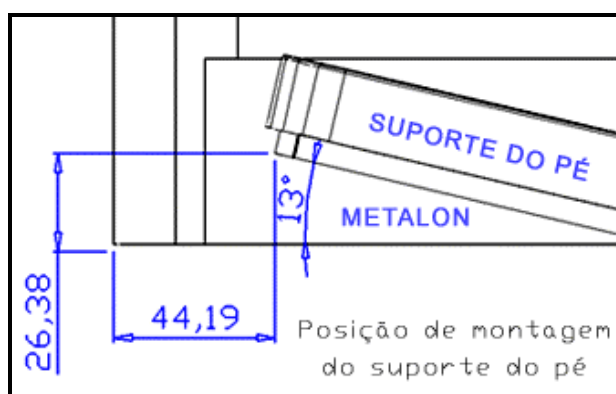



Figura 2.21 – Posicionamento do suporte.

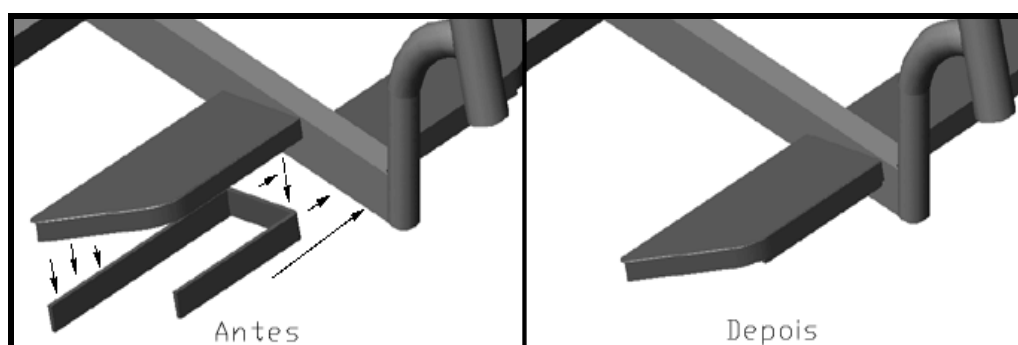



Figura 2.22 – Estrutura antes e depois da soldagem.

c) Acabamento e Pintura:

- Fazer o acabamento das rebarbas de todas as soldas utilizando lixadeira e/ou esmeril;

- Remover ferrugens e outras impurezas das superfícies metálicas com Lixa D'Agua 180, para posterior pintura;

- Pintar com Tinta Sintética Brilhosa, como sugestão de cor: Preto Cadillac Sintético;

d) Montagem dos Componentes:

- Alojar os rolamentos (Item 4) no tubo de 43 mm (Item 3) deixando o lado blindado virado para fora do tubo.

2.2. VOLANTE

a) Material Utilizado:

Item	Material	Descrição	Quantidade
1	Metalon	30 x 20 x Esp. 1.0 mm	350 mm
2	Tubo	D 22 mm x Esp. 2mm	400 mm
3	Tubo	D 28 mm x Esp. 2mm	1430 mm
4	Tubo	D 43 mm x Esp. 2 mm	70 mm
5	Chapa Metálica	Esp. 6 mm	140 mm x 43 mm
6	Barra Chata	Esp. 5 mm	560 mm x 25,4 mm
7	Barra Chata	Esp. 4 mm	100 mm x 20 mm
8	Parafuso Cabeça Chata (fenda) e c/ Porca	D 6 mm x Comp. 54 mm	1 unid.
9	Coxim	Duplo	3 unid.
10	Barra de Aço 1020	D 15 mm	176 mm
11	Rolamento	6202 Z	2 unid.
12	Suporte do Motor	WalkMachine	1 unid.
13	Barra Chata	Esp. 5 mm	190 mm x 25,4 mm

b) Procedimento Construtivo:

- Cortar o Tubo 28 mm (Item 3), conforme descrito na Figura 2.23 (a) e o tubo de 43 mm (Item 4) conforme a Figura 2.23 (b);

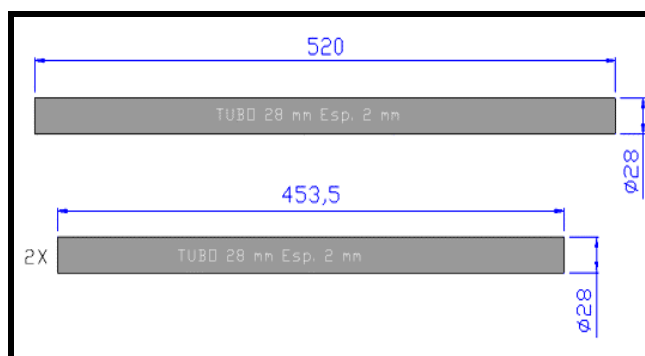



Figura 2.23 (a) – Esquema de corte do tubo de 28 mm.

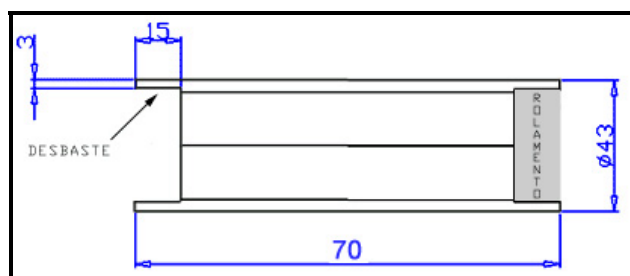



Figura 23 (b) – Cortar um tubo de 70 mm de comprimento e 43 mm de espessura.

- Cortar a Chapa Metálica de Esp. 6 mm (Item 5), conforme é especificado na Figura 2.24;

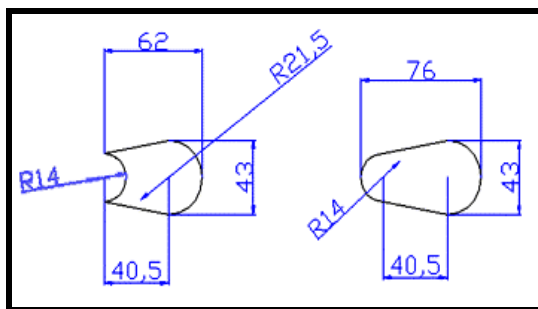



Figura 2.24 – Esquema de corte das chapas metálicas.

Dica: cortar as chapas no tamanho aproximado ao de cima e depois usar o esmeril para acertar no tamanho correto e dar um acabamento final a peça.

- Cortar a Barra Chata de Esp. 5 mm (Item6), segundo descrito na Figura 2.25;

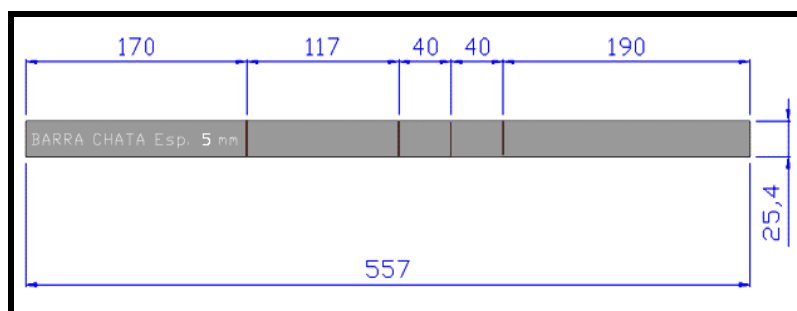



Figura 2.25 – Esquema de corte da barra chata de 6 mm.

- Fazer dois furos de 20 mm e um de 10 mm no Metalon (Item 1), conforme Figura 2.26;

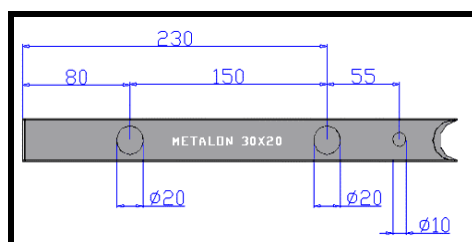



Figura 2.26 – Esquema de cortes e furos que devem ser feito no metalon.

Fazer um desbaste na ponta do metalon, de forma a tornar o seu encaixe aproximadamente na espessura de 28 mm.

- Fazer um furo de 6 mm no Tubo de 28 mm, com 520 mm de comprimento, conforme é especificado na Figura 2.27;

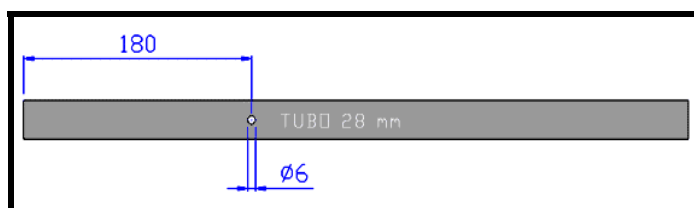



Figura 2.27 – Posição do furo que deve ser feita no tubo de 28 mm.

- Fazer dois furos de 6 mm e 10 mm na Barra Chata de Esp. 4 mm (Item 7) , conforme Figura 2.28;

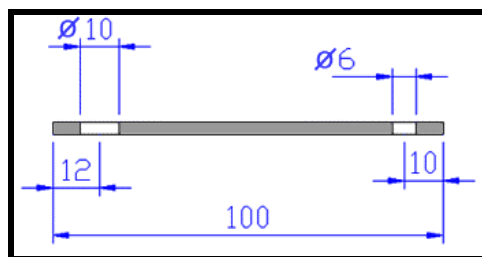



Figura 2.28 – Fazer dois furos na barra chata de 4 mm.

Tomar cuidado para que os furos fiquem posicionados de maneira correta.

- Fazer um furo de 13 mm na Chapa Metálica superior (Item5) e outro furo de 16 mm na Chapa Metálica inferior (Item 5), conforme Figura 2.29;

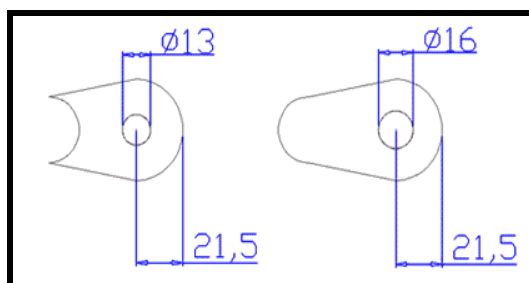



Figura 2.29 – Posição dos furos nas chapas metálicas de 6 mm.

- Fazer furos de 6 mm nas Barras Chata de Esp. 5 mm (Item 6), conforme Figura 2.30, fazer também um desbaste para o encaixe durante a solda;

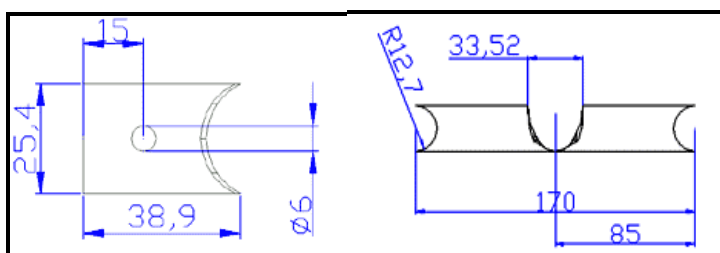



Figura 2.30 – Posição do furo e esquema de desbaste das barras chatas de 5 mm de espessura.

- Dobrar dois Tubos de 28 mm com 453,5 mm de comprimento, segundo os parâmetros : r = 85 mm e α = 90°, segundo descrito na Figura 2.31;

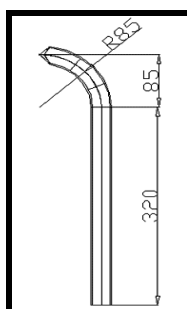



Figura 2.31 – Esquema de dobragem dos dois tubos de 454 m de comprimento.

- Dobrar a Barra Chata (Figura 2.28) de Esp. 4 mm (Item 7), conforme é especificado na Figura 2.32;

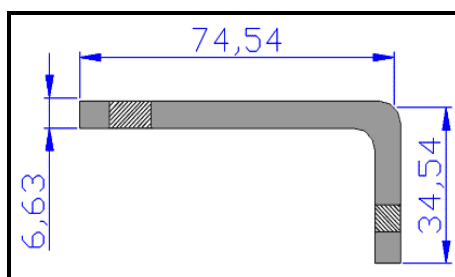



Figura 2.32 – Esquema de dobragem da barra chata de 4 mm de espessura da Figura 2.28.

- Dobrar a Barra Chata de Esp. 5 mm (Item 6), conforme Figura 2.33;

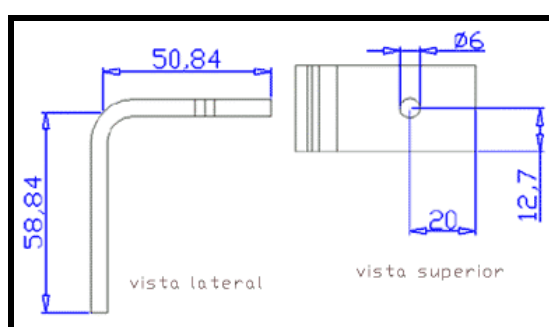



Figura 2.33 – Esquema de dobragem e furo da barra de 5 mm de espessura.

- Ajustar as partes que devem ser encaixadas durante a soldagem – Tubo 28mm (Item 3) de 520 mm de comprimento, - Tubo 28mm (Item 3) de 454 mm de comprimento, - Metalon (Item 1), - Chapa Metálica de Esp. 6 mm (Item 5), - Barra Chata de Esp. 5 mm (item 6).

- Cortar o suporte do motor (item 12), de modo a ficar como na figura abaixo. Solda-lo na barra chata (item 13), na posição demonstrada na figura 2.34.

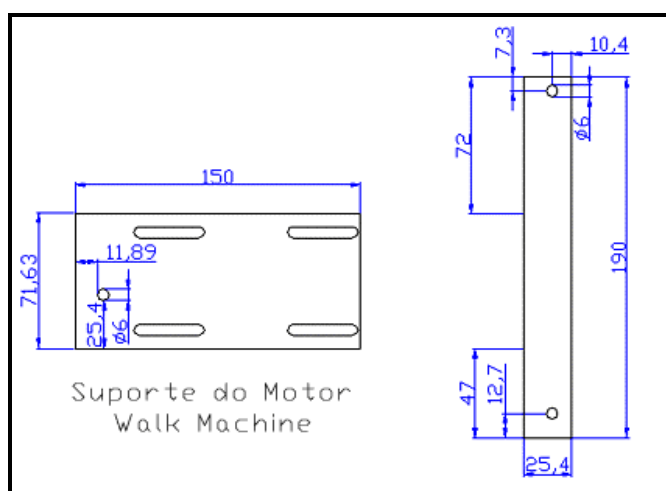



Figura 2.34 – Corte do suporte do motor e soldagem na barra.

c) Acabamento e Pintura:

- Fazer o acabamento das rebarbas de todas as soldas utilizando lixadeira e/ou esmeril;

- Remover ferrugens e outras impurezas das superfícies metálicas com Lixa D'Agua 180, para posterior pintura;

- Pintar com Tinta Sintética Brilhosa, como sugestão de cor: Preto Cadillac Sintético;

d) Montagem dos Componentes:

- Soldar as peças segundo as Figuras de 2.35 a 2.40;

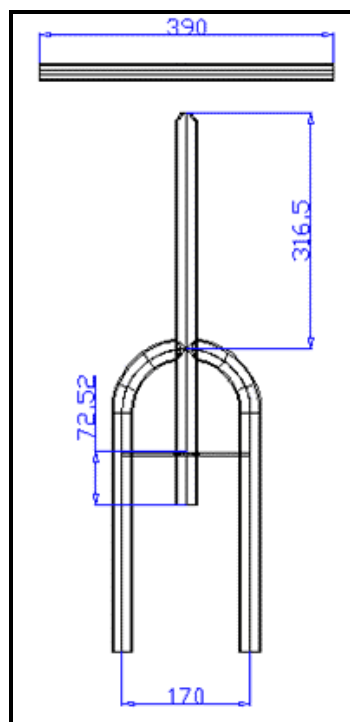



Figura 2.35 – Posição e esquema de montagem dos itens 2 e 3.

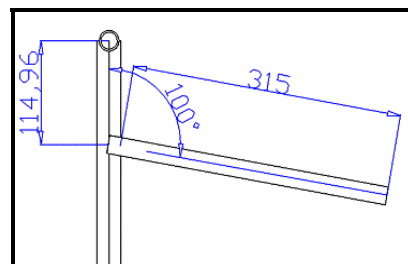



Figura 2.36 – Posição de soldagem do metalon (Figura 2.26).

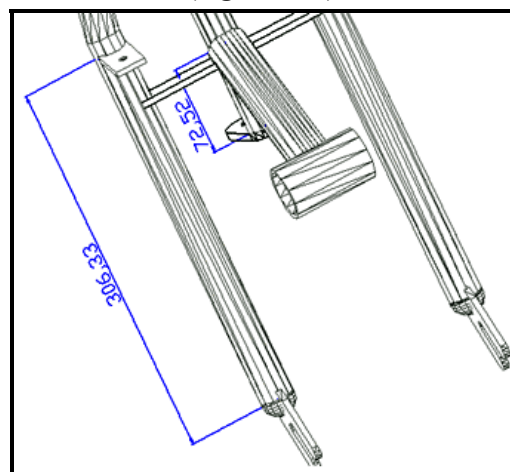



Figura 2.37 - Esquema e posição de montagem das barras do volante.

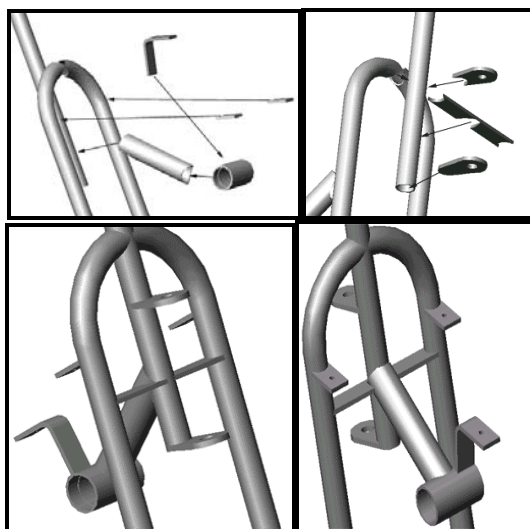



Figura 2.38 – Posições de Soldagem.

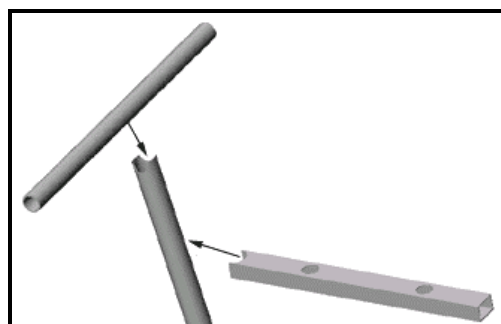



Figura 2.39 – Soldagem do Suporte do Tanque.

Figura 2.40 - Peças após a soldagem.

2.3. PNEUS E SISTEMA DE PROPULÇÃO

a) Material Utilizado:

Item	Material	Descrição	Quantidade
1	Tubo	D 27.5 mm x Esp. 2mm	570 mm
2	Eixo	Modelo Dianteiro WalkMachine	2 unid.
3	Eixo	Modelo Traseiro WalkMachine	1 unid.
4	Roda Traseira	Modelo WalkMachine	1 unid.
5	Roda Dianteira	Modelo WalkMachine	2 unid.
6	Rolamento	6202 Z	2 unid.
7	Rolamento	6303 Z	4 unid.
8	Correia	V Z 700 WM	1 unid.
9	Correia	A – 27	1 unid.
10	Polia	Intermediária WM	1 unid.
11	Polia	Disco Freio WM	1 unid.
12	Eixo Usinado	Ver Figura 2.50	1 unid.
13	Pneu	Modelo WalkMachine	3 unid.
14	Câmara	Modelo WalkMachine	3 unid.
15	Arruelas de Retenção	PR M10	6 unid.

b) Procedimento Construtivo:

- Cortar o tubo de 28 mm (Item 1) conforme é demonstrado na Figura 2.41;

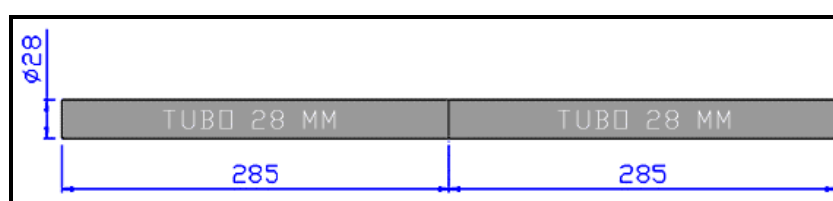



Figura 2.41 – Esquema de corte do tubo de 28 mm.

- Cortar os eixos dianteiros (Item 2) de modo a ficarem de acordo como mostra a Figura 2.42;

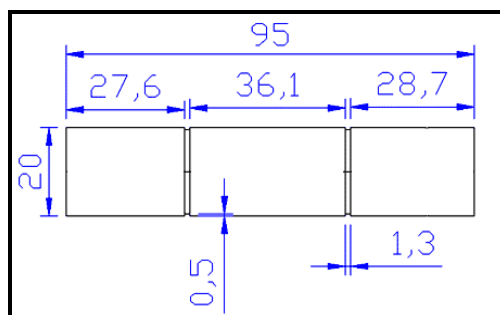



Figura 2.42 – Esquema de corte dos eixos dianteiros da WalkMachine.

- Soldar os eixos dianteiros já cortados (item 2) nos tubos de 28 mm (Item 1), conforme o esquema da Figura 2.43;

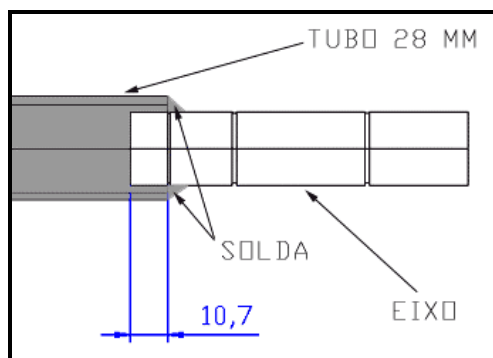



Figura 2.43 – Soldagem dos eixos traseiros no tubo de 28 mm.

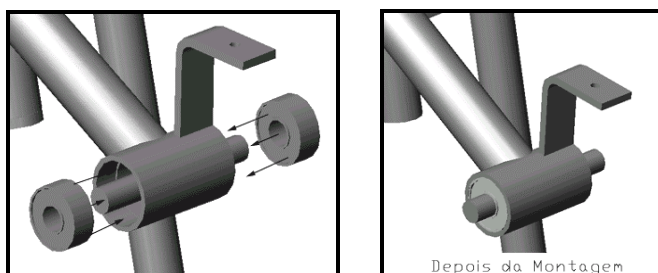
c) Acabamento e Pintura:

- Fazer o acabamento das rebarbas de todas as soldas utilizando lixadeira e/ou esmeril;

- Remover ferrugens e outras impurezas das superfícies metálicas com Lixa D'Água 180, para posterior pintura;

- Pintar com Tinta Sintética Brilhosa, como sugestão de cor: Preto Cadillac Sintético;

d) Montagem dos Componentes:

- Acoplar os rolamentos 6202 Z (Item 6), juntamente com o eixo usinado (Item 12), no tubo de 43 mm do volante do veículo, conforme a Figura 2.44. Ter cuidado de deixar a parte blindada do rolamento para fora;

Figuras 2.44 – Montagem dos rolamentos no volante do veículo.

- Fixar as polias (Itens 10 e 11), no eixo do guidon, conforme a Figura 2.45. Prestar bastante atenção no lado em que cada polia deverá ficar;

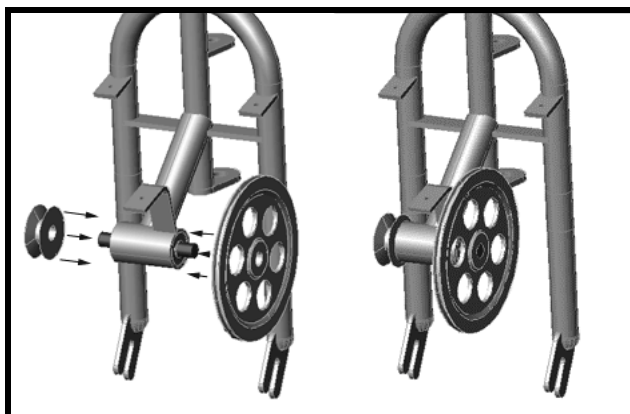



Figura 2.45 – Montagem das polias no volante.

- Fazer a montagem das rodas dianteiras (Item 5) seguindo o esquema demonstrado na Figura 2.46. Ter o cuidado de fixar corretamente as arruelas de retenção dos rolamentos (não descritas no desenho);

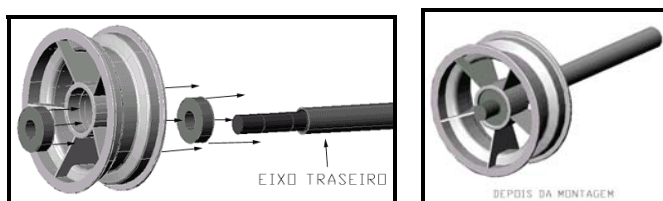



Figura 2.46 – Montagem das rodas traseiras no conjunto tubo + eixo.

- Montar a roda traseira (Item 4) no eixo traseiro (Item 3). Fazer a montagem na posição correta, conforme descrito na Figura 2.47. Ter o cuidado de fixar corretamente as arruelas de retenção dos rolamentos (não descritas no desenho);

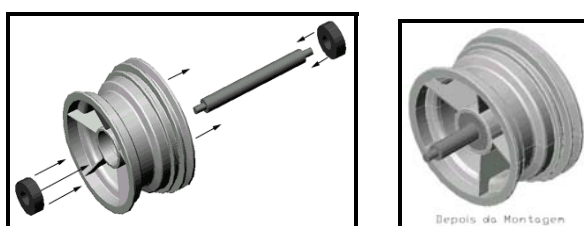



Figura 2.47 – Montagem da roda dianteira seu no eixo.

- Encaixar e aparafusar o motor na sua base, como mostrado na Figura 2.48;

Figura 2.48 – Motor JD 37.

- Acoplar a correia na polia e na guia da roda, como mostra Figura 2.49;

Figura 2.49 – Sistema de Transmissão.

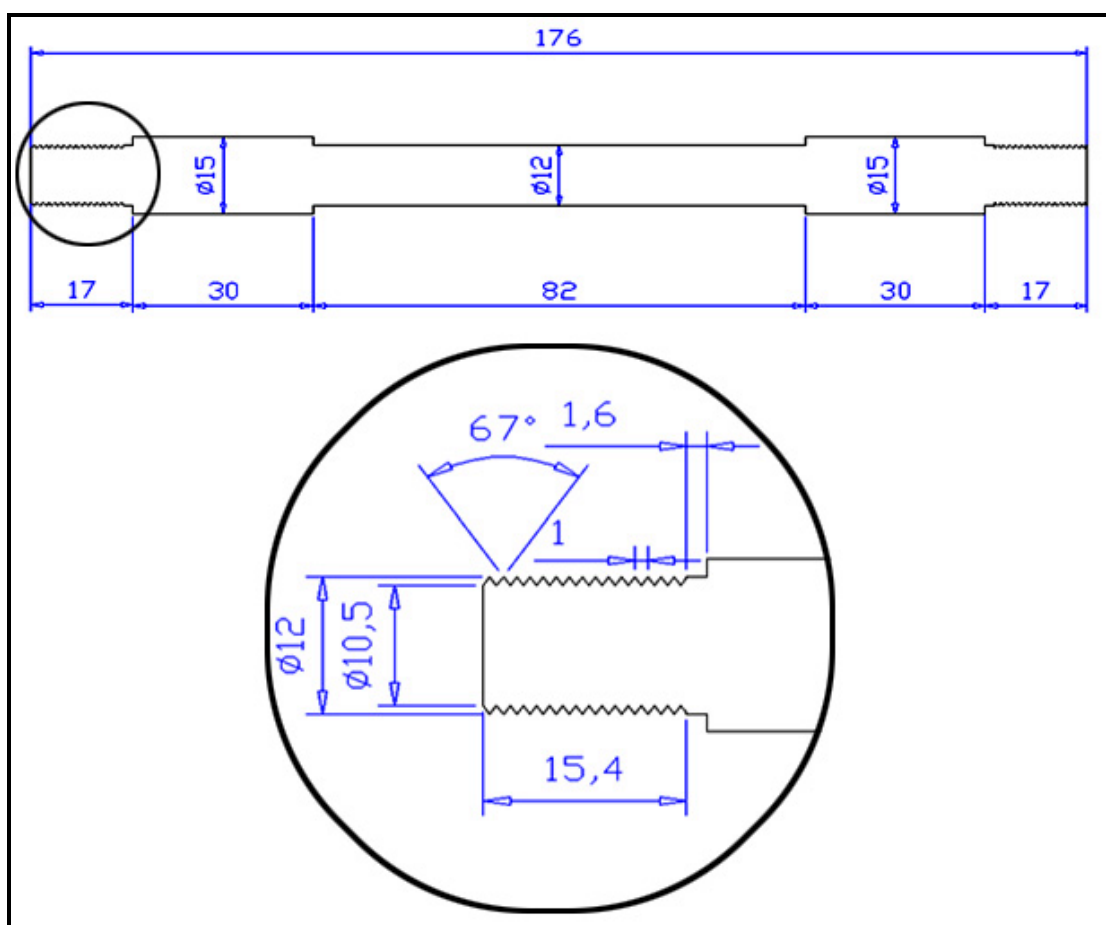



Figura 2.50 – Eixo usinado.

2.4. BANCOS, CARENAGENS, ACESSÓRIOS:

a) Material Utilizado:

.

Item	Material	Descrição	Quantidade
1	Cilindro para suporte da poltrona	Altura ajustável e rotativa	1 unid.
2	Conj. Freio Balonete	Padrão Walk Machine	1 unid.
3	Cabo de Freio	Padrão Walk Machine	1 unid.
4	Maçaneta Freio	Padrão Walk Machine	1 unid.
5	Manopla Esquerda	Padrão Walk Machine	1 unid.
6	Conj. Roldana Acelerador (Manopla Direita e Roldana)	Padrão Walk Machine	1 unid.
7	Cabo Acelerador	Padrão Walk Machine	1 unid.
8	Tanque Combustível WM	Padrão Walk Machine	1 unid.
9	Conj. Filtro Combustível WM	Padrão Walk Machine	1 unid.
10	Botão de Parada WM	Padrão Walk Machine	1 unid.
11	Pára-lamas	Padrão dianteiro WM	3 unid.
12	Bagageiro	-	-
13	Conj. Bobina Secundário/ Conector Vela	Padrão Walk Machine	1 unid.
14	Vela de ignição	BPM6A	1 unid.
15	Tubulação do Combustível	$D_{EXT.}$ 8 x Esp. 1.5 mm	500 mm
16	Banco giratório com regulagem de altura.	-	1`unidade
17	Banco fixo comum	-	1 unidade
18	Barra dobrada	-	520 mm
19	Barra de engate	-	384 mm

b) Procedimento Construtivo:

- Cortar a chapa que servirá de base para o cilindro, conforme Figura 2.51;

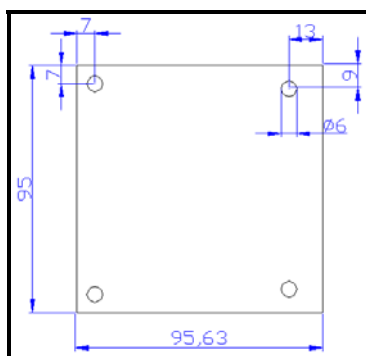



Figura 2.51 - Base para o cilindro.

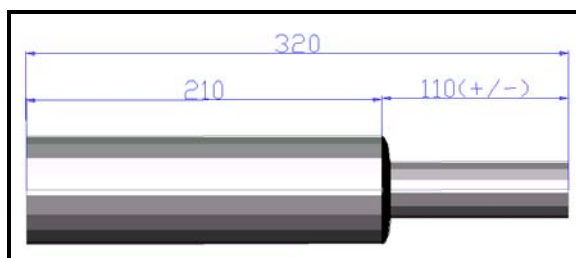



Figura 2.52 - Dimensões do cilindro que deverá ser utilizado.

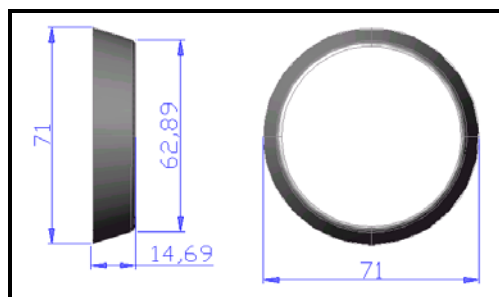



Figura 2.53 - Dimensões do apoio do suporte do assento.

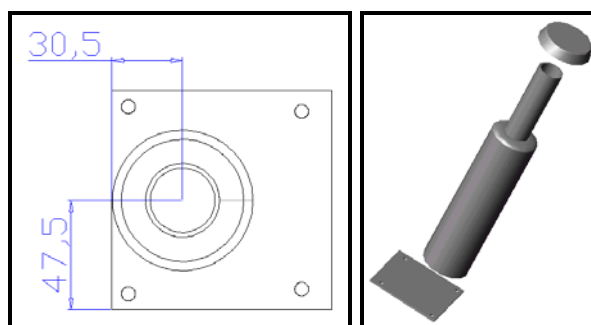



Figura 2.54 - Posição de soldagem do cilindro no suporte.

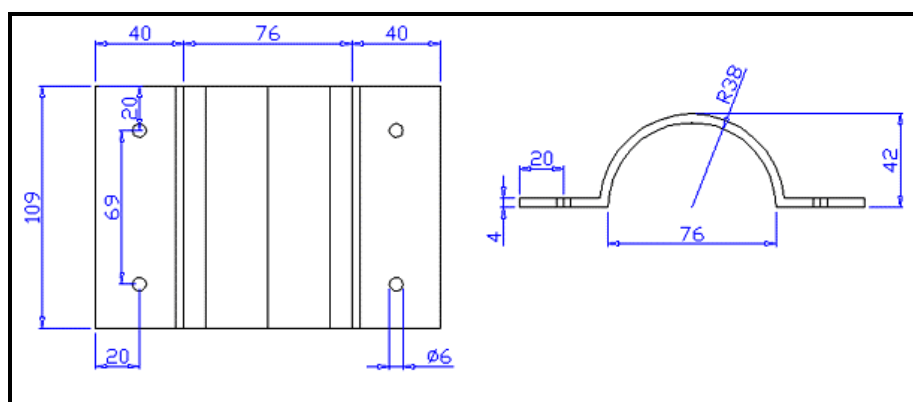



Figura 2.55 - Esquema de construção da braçadeira do cilindro.

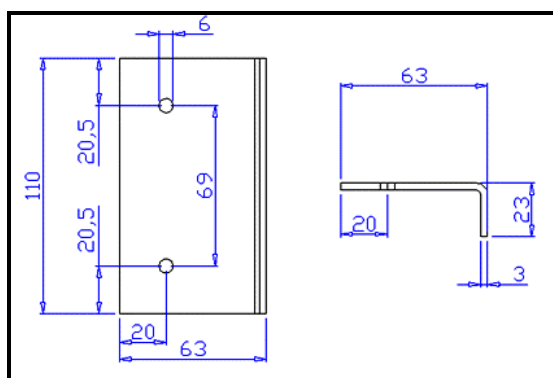



Figura 2.56 - Esquema de construção da cantoneira da braçadeira do cilindro que é fixo no metalon.

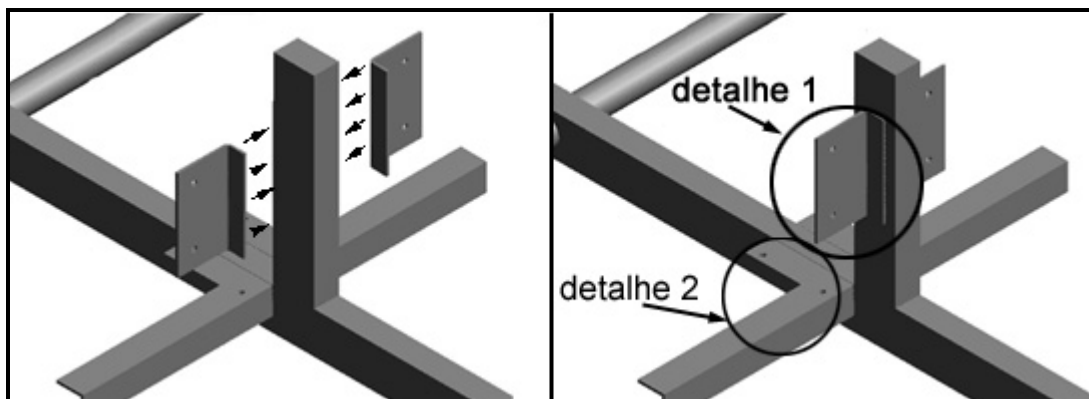



Figura 2.57 - Localização de soldagem das cantoneiras superiores.

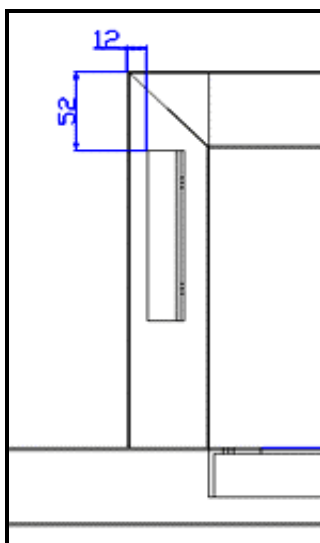



Figura 2.58 - Posição das cantoneiras superiores. (detalhe 1)

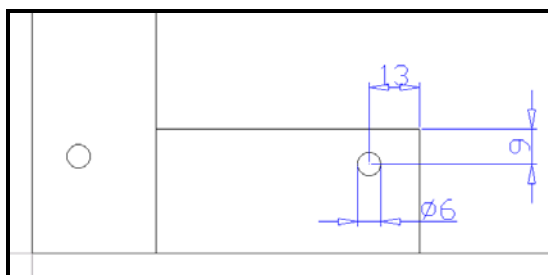



Figura 2.59 - Posição dos furos da cantoneira inferior do suporte cilindro (detalhe 2).

- Acopla-se chapa base do acento no cilindro, como Figura 2.60, abaixo;

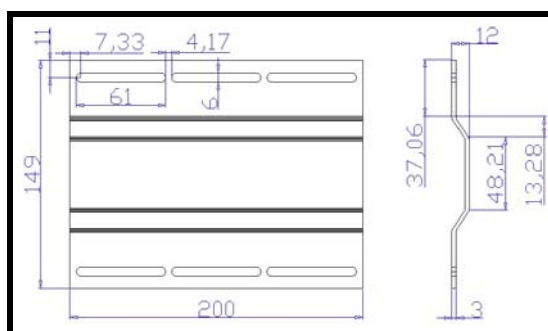



Figura 2.60 - Perfis e Medidas.

- Furar e soldar, barra dobrada 240 mm (Item 18) e barra de engate 384 mm (Item 19), como Figura 2.61;

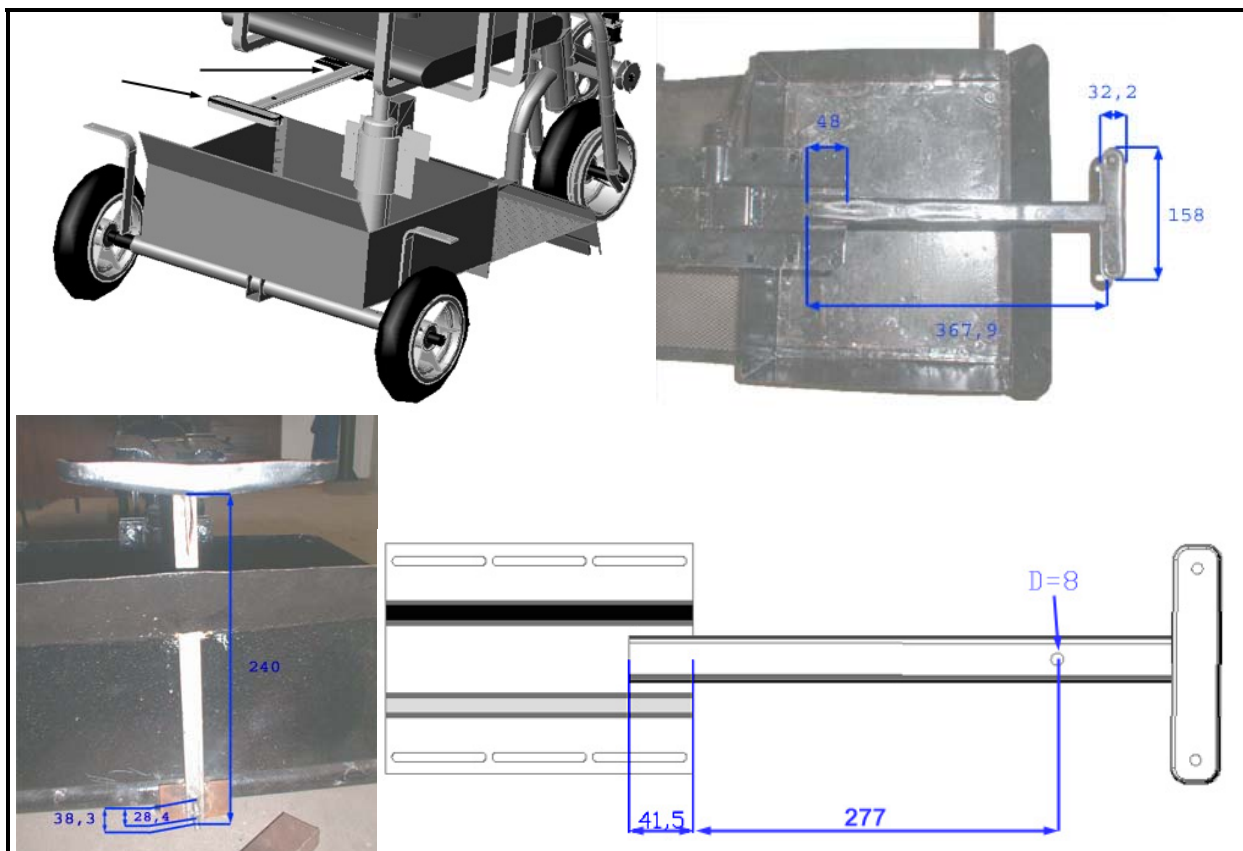



Figura 6.61 – Trava do banco.

- Engatar com braçadeira o tanque e encaixar o tubo de alimentação do combustível, como mostrado na Figura 2.62;

Figura 2.62 –Tanque.

- A construção do bagageiro, está descrita nas Figura 2.63 a 2.65;

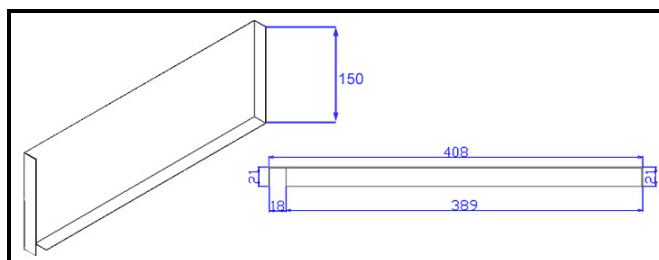



Figura 2.63 – Dimensões do bagageiro.

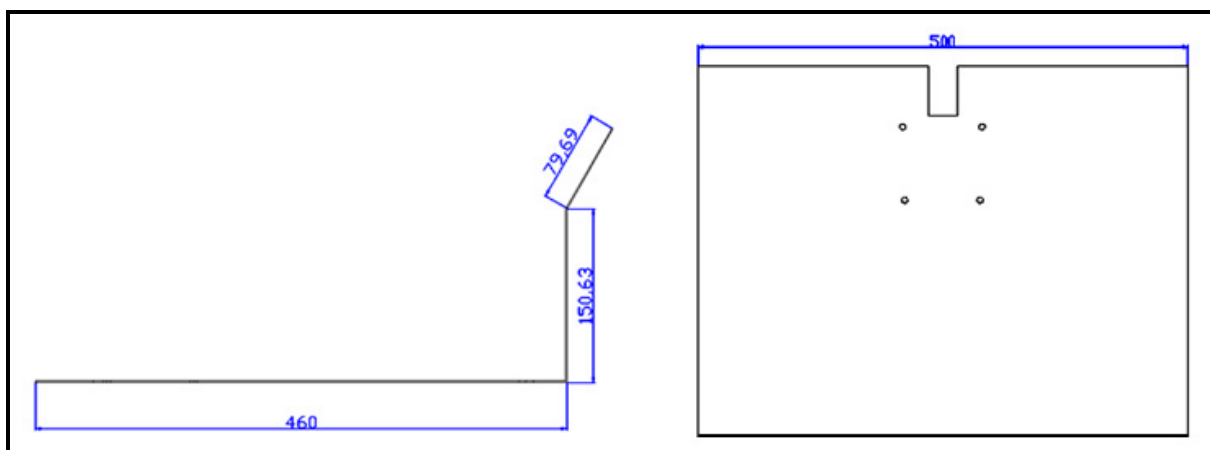



Figura 2.64 – Dimensões do bagageiro (Cont.).

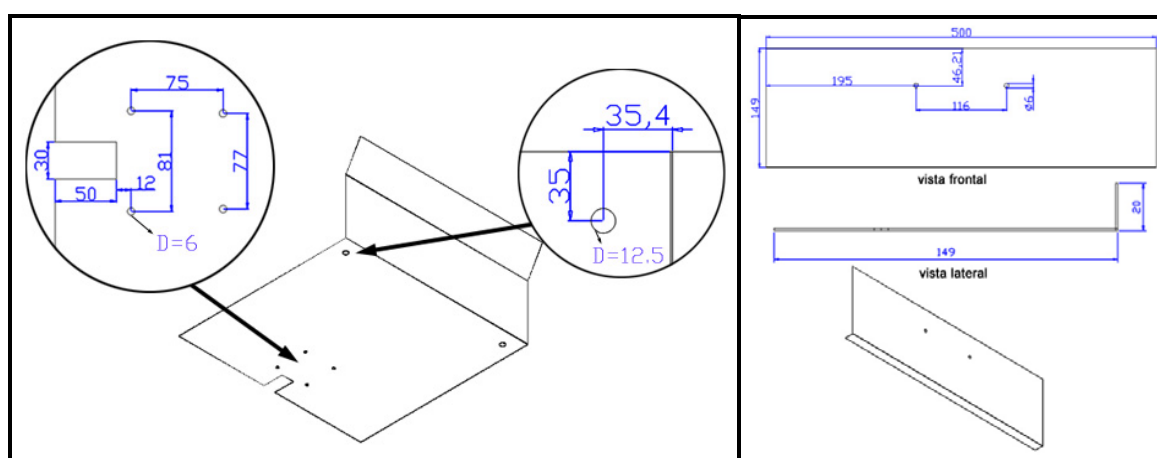



Figura 2.65 – Dimensões do bagageiro (detalhes).

c) Acabamento e Pintura:

- Fazer o acabamento das rebarbas de todas as soldas utilizando lixadeira e/ou esmeril;

- Remover ferrugens e outras impurezas das superfícies metálicas com Lixa D'Agua 180, para posterior pintura;

- Pintar com Tinta Sintética Brilhosa, como sugestão de cor: Preto Cadillac Sintético;

d) Montagem dos Componentes:

- Aparafusar a chapa base do cilindro nas cantoneiras inferiores, posteriormente acoplando com parafusos a braçadeira nas cantoneiras superiores até que o cilindro fique firme, conforme Figuras 2.66 e 2.67.

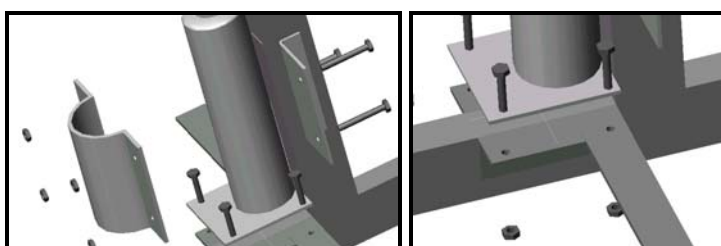



Figura 2.66 - Fixação do cilindro da cadeira.

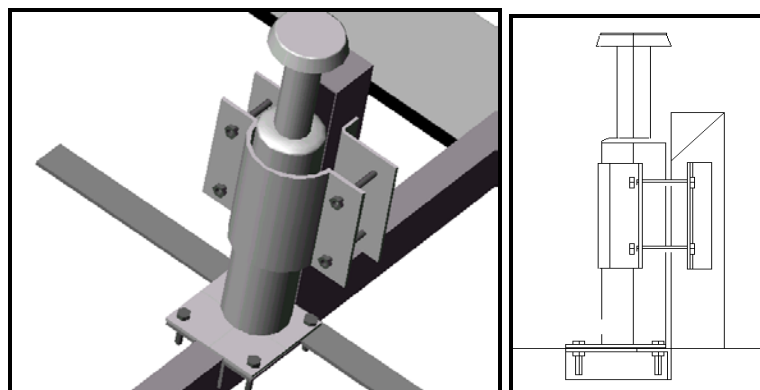



Figura 2.67 - Vista geral da montagem do cilindro.

3. MONTAGEM DOS SISTEMAS:

a) Material Utilizado:

Item	Descrição
1	Chassis
2	Volante
3	Sistema de propulsão
4	Banco e Acessórios
5	Motor

b) Procedimento Construtivo:

- Introduzir os conjuntos dos eixos traseiros (Item 2), como viso na Figura 3.1 (a) e (b), no eixo traseiro do chassi (Item 1), apertando em seguida os parafusos de fixação;

Figura 3.1 (a) – Acoplamento do conjunto no eixo traseiro.

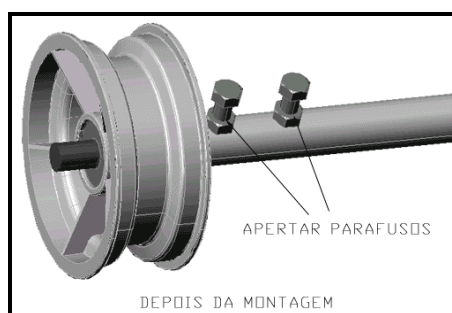



Figura 3.2 (b) – Conjunto acoplado no eixo traseiro e ajuste final com os parafusos.

- Parafusa-se o chassis (Item 1) com o volante (item 2) por meio de eixo usinado, rolamentos e parafusos de ambos os lados. Colocam-se as correias nas polias guidon/pneu dianteiro e o aparafusa-se o pneu dianteiro no guidon como Figura 3.2.

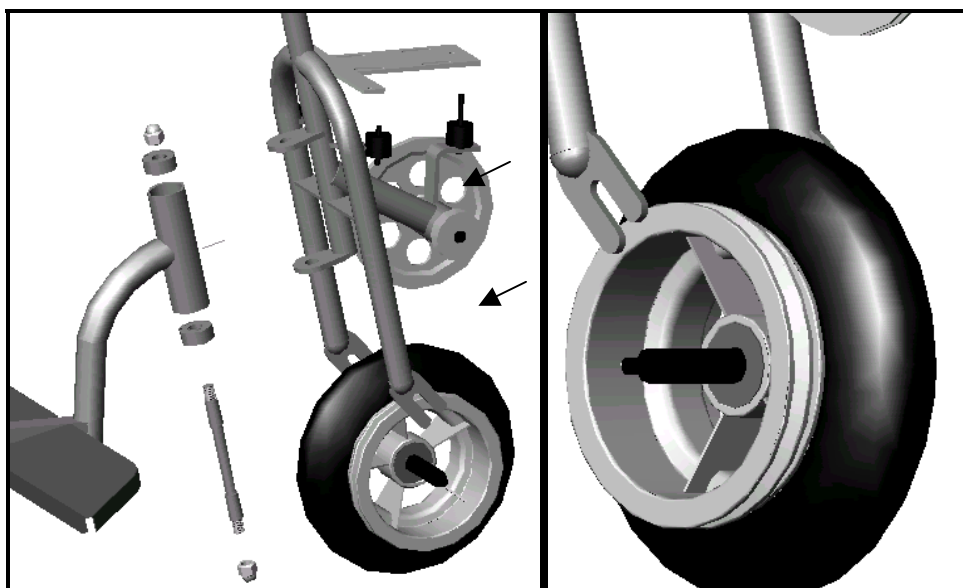



Figura 3.2 – Posições de acoplamento.

- Engatar o bagageiro no chassi, parafusando o conjunto base/cilindro do acento e em seguida a braçadeira e, como Figura 3.3.

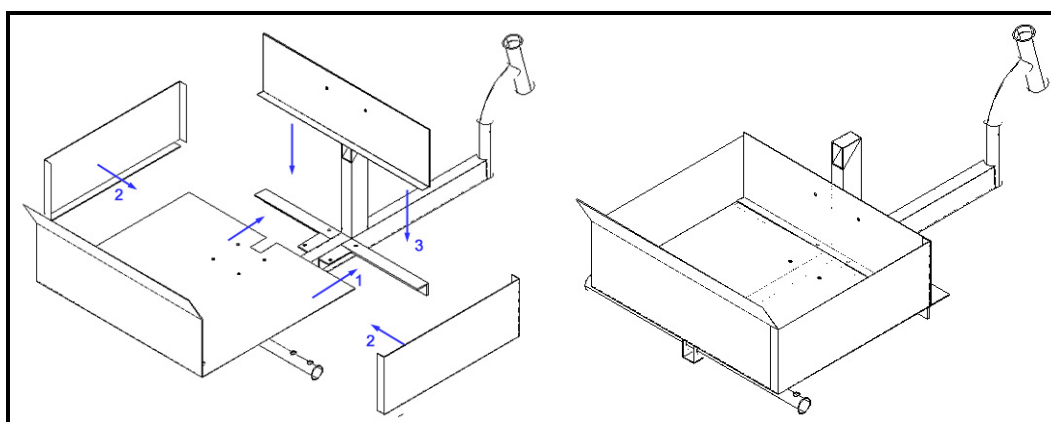



Figura 3.3 – Modo de encaixe do bagageiro.

c) Acabamento e Pintura:

- Fazer o acabamento removendo ferrugens e outras impurezas das superfícies metálicas com Lixa D'Água 180, para posterior pintura;

- Pintar com Tinta Sintética Brilhosa, como sugestão de cor: Preto Cadillac Sintético;

4. FERRAMENTAS NECESSÁRIAS:

Item	Material	Descrição	Quantidade
1	Furadeira	-	1 unid.
2	Pistola (para pintura)	-	1 unid.
3	Máquina de Soldagem (MAG e Eletrodo Revestido)	-	1 unid.
4	Arco de Serra	-	1 unid.
5	Chave de Boca	Nº: 19 mm (duas), 17 mm (duas), 10 mm e 8 mm;	1 unid. de cada
6	Chave de Fenda	Média	1 unid.
7	Brocas	34 mm, 20 mm, 16 mm, 13 mm, 10 mm, 6 mm;	1 unid. de cada
8	Alicate de Bico	-	1 unid.
9	Alicate Universal	-	1 unid.

5. RESUMO DOS MATERIAIS UTILIZADOS:

Material	Descrição	Quantidade
Metalon	50 x 30 x Esp. 1.2 mm	1310 mm
Metalon	30 x 20 x Esp. 1.0 mm	350 mm
Tubo	D 22 mm x Esp. 2mm	400 mm
Tubo	D 28 mm x Esp. 2mm	1433 mm
Tubo	34 mm x Esp. 2mm	785 mm
Tubo	43 mm x Esp. 2mm	210 mm
Tubo	D 27.5 mm x Esp. 2mm	570 mm
Barra Chata	Esp. 4 mm	100 mm x 20 mm
Barra Chata	Esp. 5 mm	560 mm x 25,4 mm
Barra Chata	Esp. 6 mm (suporte motor)	190 mm x 25,4 mm
Chapa Metálica	Esp. 6 mm	140 mm x 43 mm
Barra de Aço 1020	D 15 mm	176 mm
Parafuso Sextavado c/ Porca	D 12,7 x Comp.33,34mm	4 und.
Parafuso Cabeça Chata (fenda) e c/ Porca	D 6 mm x Comp. 54 mm	1 unid.
Arruelas de Retenção	PR M10	6 unid.
Coxim	Duplo	3 unid.
Rolamento	6202 Z	4 unid.
Rolamento	6303 Z	4 unid.
Eixo	Modelo Dianteiro WalkMachine	2 unid.
Eixo	Modelo Traseiro WalkMachine	1 unid.
Suporte do Motor	WalkMachine	1 unid.
Roda Traseira	Modelo WalkMachine	1 unid.
Roda Dianteira	Modelo WalkMachine	2 unid.
Pneu	Modelo WalkMachine	3 unid.
Câmara	Modelo WalkMachine	3 unid.

Correia	V Z 700 WM	1 unid.
Correia	A – 27	1 unid.
Polia	Intermediária WM	1 unid.
Polia	Disco Freio WM	1 unid.
Eixo Usinado	Ver Figura 2.50	1 unid.
Cilindro (amortecedor) para suporte da poltrona	Cilindro (amortecedor) de altura ajustável e rotativa	1 unid.
Conj. Freio Balonete	Padrão Walk Machine	1 unid.
Cabo de Freio	Padrão Walk Machine	1 unid.
Maçaneta Freio	Padrão Walk Machine	1 unid.
Manopla Esquerda	Padrão Walk Machine	1 unid.
Conj. Roldana Acelerador (Manopla Direita e Roldana)	Padrão Walk Machine	1 unid.
Cabo Acelerador	Padrão Walk Machine	1 unid.
Tanque Combustível WM	Padrão Walk Machine	1 unid.
Conj. Filtro Combustível WM	Padrão Walk Machine	1 unid.
Botão de Parada WM	Padrão Walk Machine	1 unid.
Pára-lamas	Padrão dianteiro WM	3 unid.
Bagageiro	-	
Conj. Bobina Secundário/ Conector Vela	Padrão Walk Machine	1 unid.
Vela de ignição	BPM6A	1 unid.
Tubulação do Combustível	$D_{EXT.}$ 8 mm x Esp. 1.5 mm	500 mm
Pincel macio	-	1 unid.

6. MANUTENÇÃO:

A manutenção preventiva é de extrema importância para a vida útil do motor, e de sua observância, dependerá o bom funcionamento e a durabilidade do motor.

a) Ferramentas Utilizadas:

Item	Descrição	Quantidade
1	Alicate de Bico	1 unid.
2	Chave de Boca nº 19 (traseiro)	1 unid.
3	Chave de Boca nº 17 (dianteiro)	1 unid.
4	Chave de Fenda (média)	1 unid.
5	Chave de Vela nº 19	1 unid.
6	Pincel macio	1 unid.

6.1. LIMPEZA E LUBRIFICAÇÃO DOS COMPONENTES:

a) Rolamentos dos Pneus Traseiros:

- Segue-se o Procedimento 6.2/a;
- Pode-se então remover os rolamentos da roda e limpa-los com solvente adequado;
- Lubrificando-se os mesmos logo em seguida;
- Adicionando óleo / graxa nos rolamentos;
- Verificar o estado da fricção, roda livre.
- Montando-se os componentes seguindo-se os passos inversos ao da desmontagem.

b) Rolamentos do Pneu Dianteiro:

- Segue-se o Procedimento 6.2/b;
- Pode-se então remover os rolamentos da roda e limpa-los com solvente adequado;
- Lubrificando-se os mesmos logo em seguida;
- Adicionando óleo / graxa nos rolamentos;
- Verificar o estado da fricção, roda livre.
- Montam-se os componentes seguindo-se os passos inversos ao da desmontagem;

c) Rolamentos do Eixo do Volante:

- Desenrosca-se os dois parafusos do eixo;
- Retira-se o eixo do;
- Desloca-se o rolamento para fora do cubo;
- Limpa-se as impurezas com solventes;
- Adiciona-se o óleo / graxa nos rolamentos;
- Remonta-se o conjunto eixo/rolamento no cubo;
- Procedendo da forma inversa da desmontagem.

d) Rolamentos das Polias:

- Remove-se as polias com a chave de fenda;
- Retira-se os anel elástico com a Chave de Bico;
- Retira-se o eixo do cubo;
- Desloca-se o rolamento para fora do cubo;
- Limpando-se com solvente;
- Adiciona-se o óleo/graxa nos rolamentos;
- Remonta-se o conjunto eixo/rolamento;
- Procedendo da forma inversa da desmontagem;
- Colocando-se as correias nas posições iniciais.

e) Vela:

- Com o Item 5, retira-se a vela;
- Limpa-se com ferramenta apropriada (lixa fina) e calibra-se os eletrodos;
- Regula-se a distância (0,6 mm) dos eletrodos segundo a especificação técnica do fabricante da vela (Obs: A vela deva sempre estar seca);
- Na limpeza deve se remover o carvão acumulado na câmara da vela.
- Com a chave de vela (Item 5), instala-se a vela no cabeçote;

- Verificar conexão de cabos e fio terra da bobina.

f) Tanque de Combustível:

- Remove-se a tubulação de distribuição de combustível do tanque (cuidado com vazamentos);
- Limpa-se o seu interior com água corrente para retirar possíveis resíduos e/ou impurezas (evitando problemas na mistura do combustível);
- Verificar mangueiras de combustível;
- Remonta-se a tubulação no tanque ao final da limpeza (antes da montagem, deve ser observado, se o tanque está seco).

g) Carburador:

- Folga-se os parafusos do distribuidor;
- Remove-se o distribuidor para limpeza interna com água corrente ou solventes (até que esteja sem resíduos sólidos no seu interior);
- Regular o carburador;
- Limpar copo e tela do filtro combustível;
- Verificar o estado que se encontra o filtro de ar;
- Adiciona-se óleo;
- Remonta-se o distribuidor da forma inversa da desmontagem.

h) Filtro de Combustível:

- Desenrosca-se a tampa do filtro do combustível;
- Remove-se o filtro desgastado (trocando ou não por outro novo);
- Limpa-se a tampa e o filtro (quando necessário) com água corrente;
- Remonta-se (já com o novo ou filtro de sucção limpo e seco) enroscando a tampa do filtro.

i) Puxador:

- Desenrosca-se os parafusos da capa;
- Desmonta-se a caixa de partida, limpar e verificar cordão partida;
- Desenrosca-se o parafuso central do puxador;
- Retira-se o conjunto inteiro do puxador com cuidado para não soltar a mola do lugar;
- Limpa-se o conjunto do puxador;
- Lubrifica-se o setor interno do puxador;
- Remonta-se o conjunto puxador/capa de forma inversa a desmontagem.

j) Eixo entre Polias da Transmissão:

- Limpa-se com solvente o eixo para retirada de resíduos sólidos.
- Lubrifica-se com óleo / graxa diretamente no eixo do motor.

k) Filtro de ar:

- Antes de se retirar o de filtro de ar, deve se:
- Fechar a válvula do afogador e, em seguida, desmontar o filtro de ar
- Retirando-o o filtro de ar, abre-se o mesmo em duas metades;

- Lava-se com gasolina limpa com auxílio de pincel macio;
- Monta-se de forma inversa a desmontagem.

l) Aletas do Cilindro:

- A manutenção deve ser feita por um mecânico especializado;
- Deve-se tirar toda a sujeira que porventura se tenha acumulado entre as aletas do cilindro com material apropriado.

6.2. TROCA DE PNEUS:

a) Pneus Traseiros:

- Folga-se os parafusos para ser possível a retirada do semi-eixo traseiro;
- Remove-se as travas dos rolamentos com o alicate de bico (Item 1);
- Sendo possível a retirada do pneu;
- Leva-se ao borracheiro para o concerto do pneu (troca-se pessoalmente);
- Observando-se a distância entre pneus.

b) Pneus Dianteiros:

- Folga-se os parafusos para ser possível a retirada do eixo dianteiro;
- Retira-se a correia da polia/roda;
- Remove-se as travas dos rolamentos com o alicate de bico (Item 1);
- Leva-se ao borracheiro para o concerto do pneu (troca-se pessoalmente);
- Procede-se a remontagem de forma inversa à desmontagem;
- Observando-se o alinhamento do pneu com as polias.

6.3. COMBUSTÍVEL / ABASTECIMENTO:

- Dilui-se 30 partes de gasolina para uma parte de óleo dois tempos (30:1);
- Adiciona-se ao tanque de combustível que tem capacidade de ± 3 litros.

Ó1eo 2T. O óleo do motor deverá ser de boa qualidade, que proporcione boa lubrificação nas superfícies de atrito, e que na câmara de combustão queime sem deixar muito resíduo. Recomendamos os seguintes óleos 2T, que foram devidamente testados pela MicroMachine: Esso, She11, Ipiranga, Texaco e Valvoline, todos para motores 2 tempos.

O uso de óleos sintéticos de ultima geração, também e bem recomendado, por poder ser utilizado em misturas mais pobres (40:1) com o mesmo ou superior desempenho dos óleos convencionais.

Obs. A mistura entre óleo sintético e combustível deverá ser feita conforme especificação do fabricante de óleo.

6.4. CUIDADOS COM O MOTOR:

Como já se deve saber, o motor Jd 37 é de dois tempos, isto é, não precisa de Carter de óleo. A lubrificação interna do motor é feita por óleo dois tempos, que deve ser misturado a gasolina. É de grande importância que a proporção da mistura seja correta, para que proporcione boa lubrificação e conseqüentemente menor desgaste e maior durabilidade de seus componentes. No período de amaciamento do motor - 30 primeiras horas use a proporção de 25 partes de gasolina e uma parte de óleo dois tempos. Nesse período trabalhe de preferência em baixas rotações sem forçar o motor. Depois disso poderá ser usada a proporção de 30:1, ou seja, 30 litros de gasolina para l litro de óleo 2T.Para misturar o combustível e óleo 2T, coloque primeiramente a quantidade de óleo 2T, necessária, em seguida, encha o recipiente até a metade com gasolina, agite, bem, complete com gasolina e torne a agitar. Lembre-se que um combustível bem misturado faz com que o motor funcione melhor. Mantenha o recipiente sempre em lugar fresco, e nunca exposto ao sol, pois isso, poderá acarretar perda na qualidade do combustível. Prepare sempre quantidades de combustível necessárias apenas para um dia de serviço, agitando o recipiente, sempre que for reabastecer a máquina. A gasolina misturada com óleo 2T, armazenado muito tempo entra em oxidação e perde octanagem, causando dificuldade na partida e perda de potência de seu motor. A mistura deve ser feita a cada abastecimento ou no máximo para 1 dia de serviço.

- Funcionamento dos motores:

Quando o motor estiver frio, acione o afogador, gire o acelerador na posição de partida, puxe o cordão de partida levemente, até encontrar resistência e, em seguida puxe firme. (nunca se esqueça que a roda dianteira não pode estar encostada no chão) O cordão nunca deve ser puxado até o fim, pois irá forçar os componentes do sistema de partida, há uma marca no cordão pintada em vermelho que nunca deve ser ultrapassada. Repita a operação diversas vezes.

Quando o motor começa a querer funcionar desafogue-o e, dê novamente a partida. Quando o motor estiver Quente, não há necessidade de acionar o afogador.

Trave apenas o acelerador na posição de partida e puxe o cordão conforme instruções anteriores. Caso, , após diversas puxadas o motor não funcione, retire a vela de ignição e se estiver molhada (motor afogado) deve-se seca-la e então puxar várias vezes a corda de partida, para eliminar o excesso de gasolina. Coloque a vela e repita a operação.

- Cuidados com motor novo:

Num pequeno Motor, onde não existe "folga de potência" o amaciamento é relevante. As primeiras 20 horas estará "pesado" com aceleração branda, marcha lenta um pouco irregular. Isto ainda aliada a sua falta de prática, fará com que sejam necessárias mais prática. O motor morrerá mais vezes pôr falta de amaciamento e pôr falta de pratica sua. Tenha paciência, logo as coisas melhoram. Nas primeiras 20 horas, não fique andando continuamente em altas velocidades para não superaquecer o motor ainda muito justo. Acelere e desacelere.

No motor da cadeira, como em todo motor novo, é de muita importância no período de amaciamento do motor, pois disso vai depender sua maior ou menor durabilidade.

Os cuidados que devem ser tomados com um motor novo são:

1. Usar a mistura, de gasolina e óleo 2T de 25:1 nos primeiros 30 horas.

2. Funcionar a máquina em marcha lenta até consumir um tanque de combustível para que haja um perfeito assentamento entre pistão, cilindro e anéis.
3. Procurar não acelerar no máximo, enquanto estiver andando, evitando assim, altas rotações que passem de 5000 rpm.
4. Ao iniciar o uso, procure não acelerar demais para evitar trabalhar com carga máxima.
É aconselhável trabalhar com a mistura de combustível um pouco mais rica, durante as primeiras horas de uso. Logo após, deve-se fazer uma nova regulagem do carburador.

- Motor frio:

O motor quando está frio, vai falhar um pouco até aquecer. Com o motor falhando e frio você anda com mais dificuldade pois novamente não existe "folga de potência" como nos veículos maiores. Uma "dica" para aquecer o motor é levantar a roda traseira apoiada no pé de descanso baixando, empurrando o guidão para frente e apoiando a máquina na roda dianteira e no pé descanso. Acelere e deixe a roda virar livre alguns segundos (ver figura e esquema nas páginas anteriores) com o motor afogado e depois desafogado.

- Vela encharcada:

Quando o motor não pega após 3 ou 4 tentativas, é muito provável que a vela esteja encharcada com óleo 2 tempos. O óleo é um isolante elétrico e se o mesmo encharcar a vela, é difícil iniciar a primeira ignição. O motor não pega. A solução e deixar um pouco em repouso e tentar novamente ou limpar as velas enxugando os eletrodos. Quando você transporta a cadeira esquecendo-se de fechar a torneira do filtro e de andar até secar a gasolina do carburador, você poderá encharcar a vela quando tentar ligar. A vela encharcada com o motor funcionando, tira a potência do motor e piora a marcha lenta. As vezes isto ocorre pôr excesso de óleo na gasolina

- Como ligar:

Você irá se atrapalhar para ligar com um motor da Walk Machine ou a Motorella se não usar a mão correta no comando correto, e se você não ficar no lado certo da máquina para dar a partida: Mão direita no acelerador, mão esquerda na corda de partida, fique com os dois pés do lado direito da máquina. Nas partidas a frio afogue o carburador, levante a roda dianteira empurrando com a mão direita o guidão para frente, ao pegar acelere desafogue gradualmente e deixe a roda traseira girando no ar alguns segundos para aquecer o motor e eventualmente desencharcar a vela.

- Óleo 2T decantado:

Quando o Motor fica muitos dias em repouso, ou quando o óleo 2 tempos é de má qualidade, o óleo separa-se da gasolina e decanta-se no fundo do tanque. Neste caso a partida e o funcionamento do motor ficam críticos. Use o óleo de boa qualidade. Recomenda-se o Shell 2T. Agite a máquina antes de ligar. Se a vela estiver encharcada limpe-a.

7. PRECAUÇÕES DE USO:

7.1. DIRIGIBILIDADE:

A cadeira de rodas foi projetada para maior conforto possível e poder de locomoção das pessoas impossibilitadas de se deslocarem. Esta cadeira ainda possui alguns inconvenientes que deve ser melhorado, sendo um deles o excesso de ruído provocado pelo motor entre outros ainda em estudo, que são citados abaixo:

- Vibrações;
- Comportamento em Curvas;
- Baixa Aceleração;
- Baixa Potência;
- Dificuldade de Frenagem;
- Proximidade ao Solo;
- Pouco visível pelos outros veículos;
- Ausência de Suspensão;
- Transito Noturno (iluminação);
- Sistema Elétrico;
- Sistema de Partida.

7.2. TRÂNSITO

No dia 23 de janeiro de 1998 o Brasil ganhou o Código de Trânsito Brasileiro, que veio substituir o velho Código Nacional de Trânsito. Mais do que punir ou fixar multas, o CTB veio principalmente para educar o cidadão brasileiro sobre o seu papel no trânsito. O que se pretende com ele é fazer com que todos - motoristas, ciclistas, pedestres e motociclistas - tenham consciência que a participação de cada um pode mudar a triste realidade que as estatísticas do trânsito brasileiro revelam. No total, o Código Brasileiro de Trânsito tem 20 capítulos, 341 artigos e 119 resoluções. Foi elaborado pelos representantes do Poder Público e da Sociedade Civil Organizada. Contou com a aprovação do Congresso Nacional. Nem todas as resoluções do Código estão em vigor, ainda. Algumas já foram alteradas ou substituídas. Criou-se novas regras para condutores, para os pedestres que também passaram a ser passíveis de multas, para ciclistas, além de outras segmentos que direta ou indiretamente têm participação ativa no transito. Todo aquele que dirige com cautela, atenção, respeitando os direitos dos pedestres, dos ciclistas e dos motociclistas. É aquele que obedece as regras de trânsito. Que se preocupa com as outras vidas. Que não dependente das punições previstas pelo Código de Trânsito, para seguir com cuidado. Infelizmente no Brasil ainda é muito grande o índice de acidentes envolvendo automóveis. Isso é explicado pela imperícia, imprudência e negligência de condutores. Temos constantemente notícias de acidentes provocados por motoristas que insistem em desrespeitar as leis de trânsito, dirigem embriagados, ultrapassam os limites de velocidades.

O Novo Código Brasileiro de Trânsito impôs mais rigidez para quem quer ser motorista. Por isso, o motorista deve estar atento às regras que deve seguir:

1 . Mantenha seu veículo sempre em boas condições de funcionamento. Faça revisões e deixe tudo bem regulado.

2 . Nunca dirija quando estiver cansado, com sono ou estressado.

3 . Respeite os direitos dos pedestres. Lembre que você quando está fora do carro também é um pedestre.

4 . Só ultrapasse com segurança. As ultrapassagens indevidas são responsáveis por muitos acidentes envolvendo motoristas e outros. Cuidado com as curvas e lombadas. Nunca faça ultrapassagens nesses pontos. A decisão e a manobra de ultrapassagem devem ser precisas e imediatas.

5º. Use sempre cinto de segurança. Não pense nisso apenas como uma ação para evitar multa. Pense em como esse gesto pode salvar vidas.

O objetivo dessas informações é que você fique por dentro das leis que regem a condução da Cadeira Motorizada e assim tenha a consciência que VOCÊ é o maior colaborador para fazer com que esse projeto tenha êxito.

A exemplo do que está previsto para motoristas e ciclistas, o condutor de cadeira motorizado também pode pegar punição mais severa, pondo em risco sua segurança e cometendo-se infrações. Os condutores de cadeiras motorizadas, motonetas e ciclomotores deverão circular nas vias utilizando capacete de segurança, viseiras ou óculos protetores (para maior segurança no tráfego em vias movimentadas).

Mas, seja qual for a finalidade do uso das cadeiras de rodas, é bom que os condutores tenham em mente as regras que devem ser seguidas por eles. Apesar de terem se tornados em nossa sociedade símbolos de liberdade, versões anteriores desse veículo têm provocado muitos acidentes envolvendo portadores da cadeira.

Deve saber usar os freios com habilidade ou seja, sempre, usando os quatro dedos na hora da frenagem. É bom você lembrar que além de ajudar a parar, o freio mantém o equilíbrio. Cuidado com os cruzamentos: sempre pare e olhe antes de passar. Ocupe adequadamente seu espaço nas ruas e nunca divida a mesma faixa com outros veículos.

Boa Viagem!

8. EQUIPE TÉCNICA:

Orientador:

- **Newton Sure Soeiro** (Prof. Dr. do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará – UFPA)

Colaboradores:

- **Alex Ferraz** (Aluno do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará UFPA – 5º Semestre).
- **Carlos Cordeiro** (Aluno do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará UFPA – 5º Semestre).
- **Jânio Katasho** (Aluno do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará UFPA – 7º Semestre).
- **Rodrigo Vieira** (Aluno do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará UFPA – 10º Semestre).

Participante Voluntário:

- **Thiago Pinto** (Aluno do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pará UFPA – 5º Semestre).